

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VZDUCHOTECHNIKY A VYTÁPĚNÍ PRO VÝROBNÍ PODNIK

HVAC IN A PRODUCTION PLANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. VÁCLAV ČERNÍK

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PAVEL CHARVÁT, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Václav Černík

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Technika prostředí (2301T024)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh vzduchotechniky a vytápění pro výrobní podnik

v anglickém jazyce:

HVAC in a production plant

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Některé výrobní provozy mají specifické nároky na vzduchotechniku, protože zde vzduchotechnika neslouží pouze k zajištění čistoty vzduchu a pohody prostředí pro pracovníky, ale také k zajištění stavu prostředí požadovaného pro různé technologické postupy a operace. Ve výrobních provozech se také velmi často vyskytují lokální zdroje škodlivin, pro které je velmi účinné použití lokálního větrání. Použité výrobní technologie také mnohdy produkují velké množství tepla, které je sice možné využít pro krytí tepelných ztrát v otopném období, ale které představují zvýšené nároky na chlazení v letním období.

Cíle diplomové práce:

Cílem diplomové práce je navrhnout vzduchotechniku a vytápění ve výrobním podniku Elmet s.r.o. První částí je návrh chlazení provozu s osazovacím automatem SMD, kde v létě dochází k značnému přehřívání, které neumožňuje dodržení technologických postupů pro použití pájecí pasty. Druhou částí je návrh větrání a vytápění výrobních prostor, kde se vyskytuje velké množství výkonných elektrických zařízení produkujících množství odpadního tepla. Poslední částí je návrh rekonstrukce otopné soustavy v převážně nevýrobní části podniku, která bude zahrnovat jak nový zdroj tepla, tak rozvody a otopná tělesa. Diplomová práce bude obsahovat technické výpočty potřebné pro návrh zmíněných zařízení a soustav a také příslušnou výkresovou dokumentaci.

Seznam odborné literatury:

Székyová, M., Ferstl, K., Nový, R., Větrání a klimatizace. JAGA GROUP, s.r.o. Bratislava 2006.

CHYSKÝ, J., HEMZAL, K., Větrání a klimatizace, Technický průvodce, svazek 31, Praha 1993.

ČSN 12 7040 Vzduchotechnická zařízení. Odsávání škodlivin od strojů a technických zařízení. Všeobecná ustanovení.

ČSN 12 4000 Vzduchotechnika. Odlučovače a filtry. Společná ustanovení.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Charvát, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá řešením vytápění a vzduchotechniky ve výrobním podniku ELMET, spol. s r.o. V první části práce je řešena rekonstrukce otopné soustavy, která je v době zpracování práce zastaralá a nespolehlivá. Druhá část práce se zabývá řešením chlazení prostoru osazování elektroniky, kde v důsledku letního přehřívání nejsou dodržovány požadované technologické parametry. Třetí část práce popisuje řešení větrání haly kovovýroby s využitím odpadního tepla od výrobních strojů.

KLÍČOVÁ SLOVA

vytápění, otopný systém, klimatizace, chlazení, větrání, odpadní teplo

ABSTRACT

This master's thesis deals with heating and HVAC in production plant ELMET, spol. s r.o. The first part of the thesis concerns reconstruction of the central heating system, which is outdated and unreliable in the time of the writing of the thesis. The second part deals with cooling of mounting of electronics, where technological requirements are not met due to summer overheating. The third part of the thesis concerns ventilation of metalworking hall using waste heat from production machines.

KEYWORDS

heating, hydronic heating system, air conditioning, cooling, ventilation, waste heat

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ČERNÍK Václav. *Návrh vzduchotechniky a vytápění pro výrobní podnik*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 81 s., 6 příloh, Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Charvát, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Charváta, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 19. května 2013



.....
Václav Černík

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Pavlu Charvátovi, Ph.D. za to, že si na mě vždy udělal čas a ochotně mi dával cenné rady a podněty pro napsání této práce. Dále děkuji řediteli společnosti ELMET, spol. s r. o. Lumíru Kyselovi za poskytnutí podkladů a výkresové dokumentace.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Popis společnosti	13
2 Vytápění.....	15
2.1 Popis situace	15
2.2 Výpočet tepelných ztrát.....	15
2.2.1 Výpočet součinitelů prostupu tepla stavebních částí	16
2.2.2 Tepelné ztráty prostupem přímo do venkovního prostředí.....	18
2.2.3 Tepelné ztráty nevytápěným prostorem.....	18
2.2.4 Tepelné ztráty do přilehlé zeminy	19
2.2.5 Tepelné ztráty větráním	20
2.2.6 Výpočtové teploty	20
2.2.7 Příklad výpočtu tepelné ztráty místnosti.....	20
2.2.8 Tepelné ztráty jednotlivých místností.....	22
2.2.9 Návrhový tepelný výkon	23
2.3 Volba zdroje tepla.....	24
2.3.1 Dálkové vytápění	24
2.3.2 Kotel na tuhá paliva.....	24
2.3.3 Kotel na kapalná paliva.....	24
2.3.4 Kotel na plyn.....	25
2.3.5 Kogenerační jednotka.....	25
2.3.6 Elektřina	25
2.3.7 Tepelné čerpadlo	26
2.4 Návrh zdroje	26
2.4.1 Volba kotle.....	26
2.4.2 Tepelné čerpadlo	27
2.5 Návrh těles.....	28
2.5.1 Návrh střední teploty otopných těles	28
2.5.2 Návrh teplotního spádu	29
2.6 Návrh potrubí.....	29
2.6.1 Vedení potrubí.....	29
2.6.2 Dimenzování úseků	29
2.6.3 Výpočet tlakových ztrát	30
2.6.4 Příklad výpočtu úseku potrubí	33
2.7 Hydraulické vyvážení.....	35

2.8	Návrh příslušenství.....	38
2.8.1	Přetlaky soustavy	38
2.8.2	Expanzní nádoby	39
2.8.3	Pojistné ventily	41
2.8.4	Čerpadla.....	41
2.8.5	Regulace	43
2.9	Seznam materiálu	44
3	Chlazení prostoru SMD	47
3.1	Popis situace	47
3.2	Volba systému chlazení.....	48
3.3	Výpočet tepelných zisků.....	48
3.3.1	Výpočet součinitelů prostupu tepla stavebních částí	48
3.3.2	Výpočet tepelných zisků od vnitřních zdrojů.....	50
3.3.3	Výpočet tepelných zisků od vnějších zdrojů.....	52
3.3.4	Celkové tepelné zisky	55
3.4	Volba jednotky	55
3.4.1	Kontrola výkonu jednotky.....	56
3.4.2	Intenzita výměny vzduchu v místnosti	57
3.5	Návrh vzduchovodů.....	58
3.5.1	Tlakové ztráty	58
3.5.2	Kontrola výkonu ventilátoru	61
3.6	Seznam materiálu	62
4	Větrání haly kovovýroby	63
4.1	Popis situace	63
4.2	Požadované množství vzduchu	63
4.3	Zdroje tepla	64
4.4	Vedení potrubí.....	65
4.5	Dimenzování potrubí	65
4.6	Tlakové ztráty	66
4.7	Volba ventilátoru	69
4.8	Regulace.....	70
4.9	Seznam materiálu	70
	Závěr.....	71
	Použité informační zdroje.....	72
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	75
	Seznam příloh.....	80

Úvod

Výdaje na energie tvoří v dnešní době stále větší nákladovou položku. Příčinou tohoto stavu jsou rostoucí ceny primárních surovin, vyšší nároky na komfort a provoz nových energeticky náročných zařízení. Tyto rostoucí náklady jsou významné v domácnostech i v průmyslu. V době doznívající ekonomické krize jsou přitom úspory energie jednou z nejefektivnějších metod k zažehnání možných finančních problémů.

Největším energetickým výdejem je ve většině domácností a často i ve firmách energie potřebná k vytápění. V některých případech lze spotřebu energie ušetřit snížením vnitřní teploty, obvykle je však tato možnost již vyčerpána. Další možností je zateplení objektu, které však z různých důvodů může být neproveditelné. Jinou možností, jak lze ještě vyřešit energetickou spotřebu, je rekonstrukce zastaralé otopné soustavy. Někdy postačí vyměnit nebo doplnit zdroj tepla, jindy stačí zajistit vhodnou regulaci stávající otopné soustavy. V některých případech je však nutné nevyhovující otopnou soustavu vyměnit zcela. Kompletní rekonstrukce otopné soustavy je prvním cílem této diplomové práce.

Zatímco v zimě je energie využívána k vytápění, v létě často slouží k chlazení. Klimatizace není v naší zeměpisné oblasti příliš rozšířená a používá se spíše u kancelářských budov a novostaveb. Právě na klimatizaci se dá nejsnáze ušetřit jak z hlediska energetických úspor, tak z hlediska investičních nákladů. Jediným úskalím obvykle bývá menší komfort osob a poněkud nižší pracovní výkonnost. Existují však případy, kdy klimatizaci nelze vypustit z technologických důvodů. Nejčastěji se jedná o textilní, papírenskou či potravinářskou výrobu, na tepelný stav vnitřního prostředí je však citlivá i výroba elektroniky. Právě návrh klimatizace pro prostor osazování elektronických součástek je dalším cílem této práce.

Zejména v průmyslu často nastává situace, kdy musíme na jednom místě topit, ačkoli jinde nám vzniká odpadní teplo. V případě příhodných podmínek je možné toto teplo využít a ušetřit tak náklady na vytápění. Možným řešením je použití vzduchotechnických rozvodů, které tak zároveň umožní zajistit provětrání prostorů. Větrání výrobní haly s využitím odpadního tepla výkonných strojů je posledním cílem této práce.

1 POPIS SPOLEČNOSTI

Společnost ELMET, spol. s r.o. Přelouč byla založena roku 1991 Lumírem Kyselou, který je dodnes jejím ředitelem a majitelem. Firma se od začátku soustředila na výroby v oboru elektrotechniky, po kterých byla po roce 1989 značná poptávka. Vzhledem k přítomnosti podniku TESLA nebyl problém sehnat v Přelouči dostatek kvalifikovaných pracovníků. Zaměřením firmy jsou od vzniku až dosud menší zakázky, díky čemuž nikdy nebyla poměrně malá velikost firmy nevýhodou.



Obr. 1 Hlavní budova firmy ELMET [27]

Mezi významné elektrotechnické výrobky patří především zesilovače, zejména vlastní zesilovače značky ELSOUND, dále pak zdroje napětí, zobrazovací a ozvučovací technika. Díky automatické osazovací lince MYDATA společnost provozuje i zakázkové osazování desek plošných spojů.

Dalším úsekem firmy je kovovýroba. Ta byla původně přidána kvůli dodávce skříní pro elektrotechnické výrobky, nakonec se však značně rozrůstala a dnes představuje nejvýznamnější část podniku. Stejně jako v elektrotechnice, i zde se firma zaměřuje na menší zakázky, které jsou zpracovány na univerzálních strojích.

Tradici už má v ELMETu výroba zdravotní a laboratorní techniky, především plicních ventilátorů PARAVENT, dále pak průtokoměry plynu a samozřejmě výrobky na zakázku.

Poměrně novým sektorem firmy je oblast ekologického vytápění. Zde firma vyrábí pasivní i aktivní jednotky pro zpětné získávání tepla a tepelná čerpadla pod značkou ELAIR.

Hlavní budovou a sídlem společnosti je areál v Nádražní ulici čp. 889 v Přelouči. Zde se nachází prakticky veškerá výroba a administrativní činnost společnosti. Roku 2010 byla zakoupena a zrekonstruována Divišova vila, nacházející se přes ulici. Zde byla zřízena nová ředitelna a dětské centrum ELMÍK [29]. Areál firmy je zobrazen na obr. 2.



Obr. 2 Areál společnosti ELMET [28]

Areál společnosti se nachází v pravé horní části leteckého snímku. Ze severu je ohraničen železniční tratí Kolín – Pardubice, ze západu podchodem a parkovištěm, z jihu ulicí Nádražní a z východu obytnými budovami. V západní části areálu se nachází původní hlavní budova, ve které bude řešeno vytápění. V severní části této budovy se nachází linka SMD, kde bude řešeno chlazení. K severní části budovy z východu přiléhá hala kovovýroby, kde bude řešeno větrání. Vlevo dole na leteckém snímku se nachází Divišova vila.

2 VYTÁPĚNÍ

2.1 POPIS SITUACE

Vytápění v areálu firmy ELMET je dnes řešeno několika způsoby. Prostory kovovýroby jsou vytápěny převážně provozovanými výkonnými stroji, dotápění a temperování je řešeno elektrickými přímotopy. Hala elektrovýroby je vytápěna tepelnými čerpadly vzduch-vzduch ETA a dílna ekologického vytápění je vytápěna tepelným čerpadlem vzduch-voda ELAIR.

Hlavní budova, sestávající z jižního a západního křídla, je vytápěna ústředním topením s plynovým kotlem. Vodní otopná soustava v minulosti prošla jen nezbytnou rekonstrukcí při přeměně z původní parní soustavy. Z toho pak vychází nedokonalé vlastnosti otopné soustavy, kdy často dochází k nedotápění i přetápění. Zejména pak jižní křídlo budovy je vytápěno nerovnoměrně a na jižní straně je dosahováno vyšších teplot než na severní straně. Navíc je otopná soustava v poslední době značně nespolehlivá, což si vyžaduje různá nouzová řešení a snižuje komfort zaměstnanců.

Budova byla postavena ve třicátých letech minulého století, čemuž odpovídají její tepelné ztráty. Jelikož je budova památkově chráněná, není možné provést zateplení obvodových stěn. Zateplení stropu by nejspíše bylo přípustné, vzhledem k rovné střeše by však vznikly komplikace se sněhem. Jedinou investicí do zateplení tak bude instalace plastových oken a dveří.

Cílem této části práce je pro hlavní budovu navrhnout novou otopnou soustavu, která bude mít lepší provozní parametry. Na přání investora bude budova obsahovat tři kotelny, které budou zdrojem tepla pro tři nezávislé topné okruhy. Toto řešení bylo zvoleno kvůli jednoduššímu řešení rozvodů a možnosti použití tepelného čerpadla vlastní výroby. V každé kotelně se bude nacházet kondenzační plynový kotel a tepelné čerpadlo vzduch-voda ELAIR 10 UT-V.

2.2 VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT

Výpočet tepelných ztrát byl proveden dle ČSN EN 12831 [6].

Návrhová tepelná ztráta byla určena dle vztahu

$$\Phi_i = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{V,i}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), \quad (1)$$

kde	Φ_i	[W]	návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru,
	$H_{T,ie}$	[W·K ⁻¹]	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy,

$H_{T,iue}$ [W·K ⁻¹]	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem,
$H_{T,ig}$ [W·K ⁻¹]	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu,
$H_{V,i}$ [W·K ⁻¹]	součinitel tepelné ztráty větráním,
$\theta_{int,i}$ [°C]	výpočtová vnitřní teplota vytápěného prostoru,
θ_e [°C]	výpočtová venkovní teplota.

2.2.1 VÝPOČET SOUČINITELŮ PROSTUPU TEPLA STAVEBNÍCH ČÁSTÍ

Pro výpočet jednotlivých součinitelů tepelných ztrát je nejdříve nutné vypočítat součinitele prostupu tepla jednotlivými stavebními částmi dle vztahu

$$U_k = \frac{1}{\sum R} + \Delta U_{tb}, \quad (2)$$

kde	U_k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel prostupu tepla stavební částí,
	$\sum R$ [m ² ·K·W ⁻¹]	součet tepelných odporů stavebních materiálů a tepelných odporů při přestupu na vnitřní a vnější straně,
	ΔU_{tb} [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	korekční součinitel pro tepelné mosty.

Tepelný odpor stavebních materiálů byl určen dle vztahu

$$R = \frac{d}{\lambda}, \quad (3)$$

kde	d [m]	tloušťka dané vrstvy,
	λ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	tepelná vodivost dané vrstvy.

Tepelné odpory při přestupu na vnitřní a vnější straně byly převzaty z normy.

PŘÍKLAD VÝPOČTU SOUČinitele PROSTUPU TEPLA

Příklad výpočtu bude uveden pro vnitřní stěnu.

Stěna je cihlová, tloušťka cihel je $d = 0,1$ m a tepelná vodivost $\lambda = 0,75$ W·m⁻¹·K⁻¹. Na zdi je omítka o tloušťce $d = 0,01$ m a tepelné vodivosti $\lambda = 0,88$ W·m⁻¹·K⁻¹. Tepelný odpor při přestupu na vnitřní straně je $R = 0,13$ m²·K⁻¹·W⁻¹. Korekční součinitel na tepelné mosty je $\Delta U_{tb} = 0,10$ W·m⁻²·K⁻¹. Součinitel prostupu tepla vnitřní stěnou tedy je

$$U_k = \frac{1}{0,13 + \frac{0,01}{0,88} + \frac{0,1}{0,75} + \frac{0,01}{0,88} + 0,13} + 0,1 = 2,50 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}.$$

Výpočet součinitelů prostupu jednotlivých konstrukcí je uveden v tab. 1.

Tab. 1 Výpočet součinitelů prostupu jednotlivých konstrukcí

Popis	d [m]	λ [W/m.K]	R [m ² .K/W]	U_k [W/m ² .K]
Vnější stěna				
Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně			0,13	
Omítka	0,010	0,88	0,01	
Lehká cihla	0,450	0,75	0,60	
Omítka	0,010	0,88	0,01	
Odpor při přestupu tepla na vnější straně			0,04	
Korekční součinitel pro tepelné mosty				0,10
Celkem	0,470		0,79	1,36
Vnitřní stěna				
Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně			0,13	
Omítka	0,010	0,88	0,01	
Lehká cihla	0,100	0,75	0,13	
Omítka	0,010	0,88	0,01	
Odpor při přestupu tepla na vnější straně			0,04	
Korekční součinitel pro tepelné mosty				0,10
Celkem	0,120		0,33	3,17
Podlaha 1. NP				
Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně			0,17	
Beton	0,200	1,75	0,11	
Asfaltová hydroizolace	0,003	0,23	0,01	
Kamenivo	0,200	0,70	0,29	
Celkem	0,403		0,58	1,72
Strop 1. NP				
Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně			0,10	
Beton	0,300	1,75	0,17	
Omítka	0,010	0,88	0,01	
Odpor při přestupu tepla na vnější straně			0,17	
Korekční součinitel pro tepelné mosty				0,10
Celkem	0,310		0,45	2,31
Strop 2. NP				
Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně			0,10	
Omítka	0,010	0,88	0,01	
Beton	0,200	1,75	0,11	
Škvára	0,150	0,27	0,56	
Asfaltová lepenka	0,005	0,23	0,02	
Beton	0,100	1,75	0,06	
Odpor při přestupu tepla na vnější straně			0,17	
Korekční součinitel pro tepelné mosty				0,10
Celkem	0,465		1,03	1,07
Okna				1,00
Venkovní dveře				1,00
Vnitřní dveře				1,90

2.2.2 TEPELNÉ ZTRÁTY PROSTUPEM PŘÍMO DO VENKOVNÍHO PROSTŘEDÍ

Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy byl vypočten dle vztahu

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot e_k, \quad (4)$$

kde A_k [m²] plocha stavební části,
 e_k [-] korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům.

Plocha stavebních částí byla určena ze stavebního výkresu, korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům je dle normy $e_k = 1$.

2.2.3 TEPELNÉ ZTRÁTY NEVYTÁPĚNÝM PROSTOREM

Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem byl vypočten dle vztahu

$$H_{t,iue} = \sum_k (A_k \cdot U_k \cdot b_u + 0,34 \cdot \dot{V}_{iu} \cdot b_u), \quad (5)$$

kde b_u [-] teplotní redukční činitel zahrnující teplotní rozdíl mezi teplotou nevytápěného prostoru a venkovní návrhovou teplotou.
 \dot{V}_{iu} [m³·h⁻¹] výměna vzduchu mezi vytápěným a nevytápěným prostorem.

Teplotní redukční činitel byl určen dle vztahu

$$b_u = \frac{H_{ue}}{H_{iu} + H_{ue}}, \quad (6)$$

kde H_{ue} [W·K⁻¹] součinitel tepelné ztráty z nevytápěného prostoru do venkovního prostředí včetně ztráty větráním,
 H_{iu} [W·K⁻¹] součinitel tepelné ztráty mezi vytápěným a nevytápěným prostorem včetně ztráty větráním.

Součinitele tepelné ztráty byly určeny obdobně jako $H_{T,ie}$, přičemž v případě H_{iu} se neuvažuje korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům.

2.2.4 TEPELNÉ ZTRÁTY DO PŘILEHLÉ ZEMINY

Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy byl určen ze vztahu

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot \left(\sum_k A_k \cdot U_{equiv,k} \right) \cdot G_w, \quad (7)$$

kde f_{g1} [-] korekční činitel zohledňující vliv ročních změn teploty,
 f_{g2} [-] teplotní redukční činitel zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou teplotou a výpočtovou venkovní teplotou,
 $U_{equiv,k}$ [W·m⁻²·K⁻¹] ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební částí,
 G_w [-] korekční činitel zohledňující vliv spodní vody.

Korekční činitel zohledňující vliv ročních změn teploty je dle normy $f_{g1} = 1,45$. Teplotní redukční činitel byl určen ze vztahu

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e}, \quad (8)$$

kde $\theta_{m,e}$ [°C] roční průměrná venkovní teplota.

Ekvivalentní součinitel prostupu tepla pro jednotlivé místnosti byl určen z tabulky v normě na základě hodnoty součinitele prostupu tepla podlahou a charakteristického parametru, který se vypočítá ze vztahu

$$B' = \frac{A_g}{0,5 \cdot P}, \quad (9)$$

kde B' [-] charakteristický parametr,
 A_g [m²] plocha podlahové konstrukce,
 P [m] délka obvodových stěn oddělujících vytápěný prostor od venkovního prostředí

V případě místnosti bez vnějších obvodových stěn se použil charakteristický parametr vypočtený stejným způsobem pro celou budovu.

Korekční činitel zohledňující vliv spodní vody je dle normy pro daný případ $G_w = 1$.

2.2.5 TEPELNÉ ZTRÁTY VĚTRÁNÍM

Součinitel tepelné ztráty větráním byl určen ze vztahu

$$H_{V,i} = 0,34 \cdot \dot{V}_i, \quad (10)$$

kde \dot{V}_i [m³·h⁻¹] výměna vzduchu ve vytápěném prostoru.

Vzhledem k dobré těsnosti budovy byla výměna vzduchu uvažována jako minimální výměna vzduchu požadovaná z hygienických důvodů a vypočtena dle vztahu

$$\dot{V}_i = n_{min} \cdot V_i, \quad (11)$$

kde n_{min} [h⁻¹] minimální intenzita výměny venkovního vzduchu,
 V_i [m³] objem vytápěné místnosti.

Pro většinu místností byla zadána intenzita výměny vzduchu $n_{min} = 0,5 \text{ h}^{-1}$, pro WC pak $n_{min} = 1 \text{ h}^{-1}$.

2.2.6 VÝPOČTOVÉ TEPLoty

Pro Přelouč se použijí hodnoty z klimatické stanice Pardubice, kde je dle normy výpočtová venkovní teplota $\theta_e = -12 \text{ °C}$, přičemž se jedná o větrnou oblast. Roční průměrná teplota v Přelouči je $\theta_{m,e} = 8,7 \text{ °C}$ [9].

Výpočtové vnitřní teploty byly určeny dle účelu místností. Ve všech místnostech, kde se trvale vyskytují osoby, byla uvažována výpočtová teplota $\theta_{int,i} = 20 \text{ °C}$. Vzhledem k možným změnám účelu místností byla stejná výpočtová teplota uvažována i pro všechny místnosti využitelné pro administrativní či výrobní činnost. Stejná teplota byla uvažována i pro WC a šatny. Na vytápěných chodbách a schodištích byla uvažována výpočtová teplota $\theta_{int,i} = 15 \text{ °C}$, mimo chodby 243, která je spojena s pracovním prostorem a kde bylo uvažováno $\theta_{int,i} = 20 \text{ °C}$.

2.2.7 PŘÍKLAD VÝPOČTU TEPELNÉ ZTRÁTY MÍSTNOSTI

Příklad výpočtu bude uveden pro místnost 208.

Jelikož místnost sousedí s nevytápěnou chodbou 219, bylo třeba nejdříve spočítat teplotní redukční činitel. Pro výpočet teplotního redukčního činitele bylo třeba spočítat součinitel tepelné ztráty z nevytápěného prostoru do venkovního prostředí. Tepelné ztráty prostoru 219 prostupem jsou pouze stropem o ploše $A_k = 47,65 \text{ m}^2$ se součinitelem prostupu tepla $U_k = 1,07 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, součinitel tepelné ztráty tedy je

$$H_{ue} = 47,65 \cdot 1,07 \cdot 1 = 51,02 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}.$$

Dále bylo třeba vypočíst součinitel tepelné ztráty mezi vytápěným a nevytápěným prostorem. Ztráty prostupem probíhají dveřmi o celkové ploše $A_k = 20,80 \text{ m}^2$ se

součinitelem prostupu tepla $U_k = 1,90 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ a stěnou o ploše $A_k = 165,41 \text{ m}^2$ se součinitelem prostupu tepla $U_k = 2,50 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Intenzita výměny vzduchu větráním byla uvažována $n_{min} = 0,5 \text{ h}^{-1}$ při objemu místnosti $V_i = 128,18 \text{ m}^3$. Součinitel tepelné ztráty pak vychází

$$H_{iu} = 20,80 \cdot 1,90 + 165,41 \cdot 2,50 + 0,34 \cdot 0,5 \cdot 128,18 = 475,41 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}.$$

Teplotní redukční činitel tedy je

$$b_u = \frac{51,02}{475,41 + 51,02} = 0,0969.$$

Nyní je možné začít počítat samotnou místnost 208. Tepelné ztráty do vnějšího prostředí jsou okny o ploše $A_k = 7,20 \text{ m}^2$ se součinitelem prostupu tepla $U_k = 1,00 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, stěnou o ploše $A_k = 22,74 \text{ m}^2$ se součinitelem prostupu tepla $U_k = 1,36 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ a stropem o ploše $A_k = 36,28 \text{ m}^2$ se součinitelem prostupu tepla $U_k = 1,07 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí je

$$H_{T,ie} = 7,20 \cdot 1,00 \cdot 1 + 22,74 \cdot 1,36 \cdot 1 + 36,28 \cdot 1,07 \cdot 1 = 77,01 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}.$$

Od nevytápěné chodby je místnost 208 oddělena dveřmi o ploše $A_k = 1,60 \text{ m}^2$ se součinitelem prostupu tepla $U_k = 1,90 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ a stěnou o ploše $A_k = 28,34 \text{ m}^2$ se součinitelem prostupu tepla $U_k = 2,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Jelikož je na chodbě 13 dveří, byla výměna vzduchu mezi místnostmi a chodbou uvažována jako $\frac{1}{13}$ výměny vzduchu na chodbě. Součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem tedy je

$$H_{T,iue} = 1,60 \cdot 1,90 \cdot 0,0969 + 28,34 \cdot 2,5 \cdot 0,0969 + \frac{0,34 \cdot 0,5 \cdot 128,18}{13} \cdot 0,0969 = 7,33 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}.$$

Při intenzitě výměny vzduchu $n_{min} = 0,5 \text{ h}^{-1}$ a objemu místnosti $V_i = 97,59 \text{ m}^3$ je součinitel tepelné ztráty místnosti větráním

$$H_{V,i} = 0,34 \cdot 0,5 \cdot 97,59 = 16,59 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}.$$

Vnitřní výpočtová teplota místnosti je $\theta_{int,i} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, Návrhová tepelná ztráta místnosti 208 tedy je

$$\Phi_i = (77,01 + 7,33 + 16,59) \cdot (20 - (-12)) = 3230 \text{ W}.$$

Celý výpočet návrhové tepelné ztráty místnosti 208 je shrnut v tab. 2. Výpočty návrhových tepelných ztrát ostatních místností jsou uvedeny v elektronické příloze.

Tab. 2 Výpočet tepelné ztráty místnosti 208

Teplotní údaje				
Venkovní výpočtová teplota	θ_e	°C	-12	
Vnitřní výpočtová teplota	$\theta_{int,i}$	°C	20	
Výpočtový rozdíl teplot	$\theta_{int,i} - \theta_e$	°C	32	
Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí				
Stavební část	A_k [m²]	U_k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	e_k [-]	$A_k \cdot U_k \cdot e_k$ [W·K ⁻¹]
Okna	7,20	1,00	1	7,20
Vnější stěna	22,74	1,36	1	30,96
Strop	36,28	1,07	1	38,85
Celkem stavební části				77,01
Tepelné ztráty přes nevytápěné prostory prostupem				
Stavební část	A_k [m²]	U_k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	b_u [-]	$A_k \cdot U_k \cdot b_u$ [W·K ⁻¹]
Vnitřní dveře	1,60	1,90	0,10	0,24
Vnitřní stěna	28,34	2,50	0,10	6,88
Celkem stavební části				7,44
Tepelné ztráty přes nevytápěné prostory větráním				
Množství vyměněného vzduchu			V_i [m³·h ⁻¹]	4,93
Teplotní redukční součinitel			b_u [-]	0,10
Celkový součinitel tepelné ztráty větráním [W·K ⁻¹]				0,16
Tepelné ztráty větráním				
Vnitřní objem			V_i [m³]	97,59
Nejmenší intenzita výměny vzduchu			n_{min} [h ⁻¹]	0,5
Celkový součinitel tepelné ztráty větráním				16,59
Návrhová tepelná ztráta			Φ_i [W]	3230

2.2.8 TEPELNÉ ZTRÁTY JEDNOTLIVÝCH MÍSTNOSTÍ

Tepelné ztráty jednotlivých místností jsou uvedeny v tab. 3, včetně účel místnosti a výpočtové teploty. Celkové tepelné ztráty objektu činí 144 725 W.

Tab. 3 Účel, výpočtová teplota a tepelné ztráty jednotlivých místností

Číslo	Účel místnosti	t_i [°C]	Φ_i [W]	Číslo	Účel místnosti	t_i [°C]	Φ_i [W]	Číslo	Účel místnosti	t_i [°C]	Φ_i [W]
101	Vrátnice	20	1911	126	Sklad	20	2634	222	Sklad	nevytápěná	
102	Vrátnice	20	1373	127	Sklad	20	2469	223	Šatna	20	1058
103	Schodiště	15	771	128	Šatna	20	916	224	Šatna	20	1149
104	Šatna	20	1637	129	Šatna	20	4286	225	Chodba	nevytápěná	
105	WC	20	727	201	Kancelář	20	2618	226	Montáž	20	1160
106	WC	20	955	202	Kancelář	20	1787	227	Montáž	20	4364
107	Šatna	20	2436	203	Schodiště	15	1577	228	Montáž	20	3157
108	Kotelna	20	2621	204	Kuchyňka	20	641	229	Montáž	20	5150
109	Obrábění	20	3331	205	Kancelář	20	742	230	Montáž	20	2910
110	Svařovna	20	1626	206	Kancelář	20	1175	231	Kancelář	20	941
111	Sklad	20	619	207	Kancelář	20	1871	232	Schodiště	15	735
112	Prodejna	20	2787	208	Kancelář	20	3230	233	Kancelář	20	826
113	Schodiště	15	491	209	WC	20	732	234	Montáž	20	11044
114	Obrábění	20	1022	210	WC	20	921	235	Balení	20	2991
115	Obrábění	20	5388	211	Kancelář	20	1816	236	Balení	20	2797
116	Obrábění	20	2172	212	Kancelář	20	915	237	WC	20	2990
117	Kotelna	20	1132	213	Kancelář	20	2561	238	Sklad	20	811
118	Obrábění	20	1342	214	Kancelář	20	1212	239	Sklad	20	992
119	Schodiště	15	844	215	Kancelář	20	2130	240	Sklad	20	1901
120	Jídelna	20	7859	216	Kancelář	20	1569	241	Sklad	20	1812
121	Kuchyň	20	1825	217	WC	20	511	242	Sklad	20	3752
122	Sklad	20	939	218	WC	20	550	243	Chodba	20	1251
123	Kotelna	20	2079	219	Chodba	nevytápěná		244	SMD	20	4132
124	Sklad	20	233	220	Schodiště	15	1222				
125	Sklad	20	629	221	Zasedačka	20	3931				

2.2.9 NÁVRHOVÝ TEPELNÝ VÝKON

Návrhový výkon dle normy počítá s navýšením tepelné ztráty o zátopový tepelný výkon pro vyrovnání účinků přerušovaného vytápění vytápěného prostoru. Tento je však navrhován pro obytné budovy, pro řešený případ tedy nebude aplikován. Jelikož bude mimo pracovní dobu nastaven útlum teplot, bude v dobách nejnižších venkovních teplot nutné zahájit vytápění dostatečně včas, případně používat nepřerušované vytápění, aby vnitřní teplota dosáhla požadovaných parametrů do zahájení pracovní doby. Případné poruchy otopné soustavy budou řešeny operativně v závislosti na závažnosti situace. Návrhový tepelný výkon bude tedy roven tepelné ztrátě. V kotelnách bude uvažováno pokrytí tepelných ztrát zdroji tepla.

2.3 VOLBA ZDROJE TEPLA

Před návrhem otopné soustavy je třeba si rozmyslet, kterým zdrojem budeme pokrývat tepelné ztráty. Cílem jsou pochopitelně co nejnižší náklady na vytápění, které však není snadné předvídat. U každého zdroje je třeba počítat jak s investicí do zařízení, tak s provozními náklady, které se mohou v průběhu let měnit. Následují jednotlivé varianty a jejich zhodnocení.

2.3.1 DÁLKOVÉ VYTÁPĚNÍ

Nejjednodušší volbou je dálkové vytápění. V případě, že je dálkové vytápění dostupné, není důvod uvažovat o jiném způsobu než napojení se na rozvod tepla. Problémem mohou být vysoké ceny dodávaného tepla, což může vést k úvaze nad jiným zdrojem tepla, často však bývá připojení k centrálnímu zásobování teplem podmínkou pro udělení stavebního povolení. Jelikož se v Přelouči horkovod nevyskytuje, není třeba dále tuto možnost řešit.

2.3.2 KOTEL NA TUHÁ PALIVA

Další a historicky nejrozšířenější variantou je topení ve vlastním kotli na tuhá paliva. Výhodou je poměrně nízká cena paliva, která však může vzrůst vlivem zvýšené poptávky v případě dřeva nebo legislativními zásahy v případě uhlí. Jsou tu ještě další nevýhody. Předně je nutný prostor pro skladování paliva, který by měl ideálně odpovídat předpokládané roční spotřebě paliva, minimálně pak kapacitě nákladního vozidla, které palivo doveze. V případě, že bude palivo dováženo průběžně během topné sezony, lze očekávat jeho vyšší cenu.

Dalším problémem je potřeba obsluhy u většiny typů kotlů. Zatímco v rodinných domech není problém průběžně přikládat, v případě firemních kotlen je třeba řešit přikládání ve dnech pracovního klidu. Osobní náklady na obsluhu kotleny navíc zvyšují provozní náklady. Tento problém lze řešit například automatickým kotlem na pelety, to však znamená zvýšené investiční i provozní náklady.

Zásadním problémem je znečištění plynoucím ze spalování tuhých paliv. Toto znečištění má negativní vliv na okolí a je třeba tento vliv minimalizovat. Proto je nad určitý výkon povinnost řešit čištění spalin, což výrazně zvyšuje investiční náklady a způsobí nenávratnost investice. Z těchto důvodů byl tento zdroj pro daný objekt zavržen.

2.3.3 KOTEL NA KAPALNÁ PALIVA

Poměrně neobvyklou volbou je kotel na kapalná paliva. Obvykle se jedná o použitý olej, který už nemá jiné než energetické využití. Tím je však limitováno jeho množství a dostupnost. Jelikož ve firmě ELMET nejsou produkovány významné přebytky oleje a jeho nákup by byl finančně náročný, je tato možnost vyloučena.

2.3.4 KOTEL NA PLYN

Nejčastější volbou pro vytápění je kotel na plyn. Mimo dosah plynovodů se může jednat o LPG, obvykle se však používá zemní plyn. Výhodou zemního plynu z hlediska vytápění je, že je ho relativní přebytek a přitom není snadno použitelný v dopravě, je tedy vhodný převážně pro stacionární aplikace a tím pádem je levný. To se však začíná měnit s rostoucí cenou kapalných minerálních paliv a rozvojem aut na stlačený zemní plyn. To by mohlo způsobit nárůst ceny zemního plynu. Proti tomu ovšem působí těžba břidlicového plynu v USA, která způsobila pokles ceny plynu na americkém trhu. Dovoz tohoto plynu by mohl způsobit pokles jeho ceny i v Evropě. Zde je vidět, že trh se zemním plynem a tedy i jeho cena jsou nevypočitatelné. Do všeho pak ještě vstupuje politika státu a možné navýšení spotřební daně ze zemního plynu.

Při volbě kotle na zemní plyn existují dvě varianty – klasický nebo kondenzační. Zatímco klasický kotel ponechává ve spalínách značné množství energie v podobě latentního tepla, kondenzační kotel umožňuje tuto energii využít a spaliny dostatečně vychladit. Množství latentního tepla získaného ze spalín závisí na teplotě vratné vody z topného okruhu. U staré otopné soustavy je pravděpodobné, že kondenzační kotel nebude vůbec fungovat v kondenzačním režimu a investice do něj bude zbytečná. Pokud naopak bude teplota vratné vody dostatečně nízká, dokáže kotel ušetřit až 10% nákladů na zemní plyn. Vzhledem k nejnižším provozním nákladům byly kondenzační kotle zvoleny jako hlavní zdroje topné vody.

2.3.5 KOGENERACNÍ JEDNOTKA

Moderní metodou vytápění je kogenerační jednotka. Zatímco v případě kotle vyrábíme pouze teplo, v kogenerační jednotce vzniká zároveň i elektřina. Takto vyrobenou elektřinu pak můžeme sami využít nebo prodat na trh. Aby se kogenerace vyplatila, musí být při vlastním využití elektřiny cena zemního plynu nižší než cena elektřiny, v případě prodeje na trh pak musí být dokonce cena plynu nižší než cena silové elektřiny. Jelikož vzájemný poměr cen elektřiny a zemního plynu je značně závislý na politických rozhodnutích, je investice do kogenerační jednotky značně riziková a obvykle závislá na státních dotacích. Kogenerace se navíc vyplatí především při trvalé potřebě tepla např. pro ohřev teplé vody nebo vyhřívání bazénů, což nebude ve firmě ELMET aplikováno. Tento zdroj je tedy zavržen.

2.3.6 ELEKTRINA

Nejjednodušší metodou vytápění je použití čistě elektrického zdroje. Výhodou jsou nízké investiční náklady a jednoduchá regulace, nevýhodou pochopitelně vysoké náklady na energii, což pro ekonomickou schůdnost vyžaduje nízkou tepelnou ztrátu objektu. Vytápění elektřinou je tedy vhodné pouze pro objekty dobře zateplené, pro objekty s velkými tepelnými zisky nebo při vytápění na nízkou teplotu. Jelikož řešený objekt daným požadavkům neodpovídá, elektrické vytápění použito nebude.

2.3.7 TEPELNÉ ČERPADLO

Častou volbou u nových otopných soustav je použití tepelného čerpadla. Výhodou je, že získáme více tepelné energie, než spotřebujeme elektrické energie. Lze vybírat mezi systémy země-voda, voda-voda a vzduch voda. Systém voda-voda je využíván poměrně zřídka, jelikož vyžaduje specifické hydrogeologické podmínky. Systém země-voda je značně náročný na investice a prostor, kterého se v areálu firmy ELMET nedostává. Proto je jedinou možností použití systému vzduch-voda.

Jelikož se tepelná čerpadla vzduch-voda ve firmě ELMET vyrábí, jejich použití by mělo přidanou hodnotu v podobě dlouhodobého testování. Proto byla tepelná čerpadla vybrána jako doplněk ke kondenzačním plynovým kotlům.

2.4 NÁVRH ZDROJE

Pro každý okruh je potřeba navrhnout zdroj odpovídající požadovanému výkonu. V každém okruhu bude zdrojem plynový kotel a tepelné čerpadlo ELAIR. Aby se zdroje vzájemně negativně neovlivňovaly, jsou osazeny zpětnými ventily.

2.4.1 VOLBA KOTLE

Prvním zdrojem bude kondenzační plynový kotel. Jelikož tepelné čerpadlo není schopné provozu při nejnižších venkovních teplotách, musí být kotel schopný dodat celý požadovaný výkon soustavy. Kotel pro první okruh tedy musí mít výkon 48 398 W, pro druhý okruh 53 133 W a pro třetí okruh 37 362 W. Pro všechny tři okruhy byl zvolen kondenzační kotel BAXI Luna Duo-Tec MP 1.60 o výkonu 55 kW při teplotním spádu 75/60 °C. Při nižší teplotě vratné vody bude mít kotel vyšší výkon, jelikož bude dosahovat lepšího vychlazení spalin a využití latentního tepla ve spalinách. Při teplotním spádu 50/30 °C tak kotel dosahuje výkonu 59,4 kW. Kotel umožňuje díky modulaci výkonu provoz při výkonu pouhých 6,1 kW, teplotu vody na přívodu lze regulovat v rozsahu 25÷80 °C, stejně tak otáčky oběhového čerpadla je možné řídit. Kotel není vybaven integrovaným zásobníkem na ohřev teplé vody, což je výhodné, jelikož ohřev vody bude řešen nezávisle [12].

Výhodou použití stejných kotlů jsou shodná obsluha, shodné náhradní díly a možná sleva při pořízení i servisních prohlídkách. Vzhledem k tomu, že pro všechny okruhy se zároveň použije tepelné čerpadlo ELAIR 10 UT-V, bude díky stejným kombinacím zdrojů jednodušší zajistit vzájemnou spolupráci kondenzačního kotle a tepelného čerpadla. Provedení odkouření kotlů bude řešeno až před samotnou rekonstrukcí, s ohledem na stavební možnosti a aktuální využití místností.

2.4.2 TEPELNÉ ČERPADLO

Jako druhý zdroj bylo zvoleno tepelné čerpadlo vzduch-voda ELAIR 10 UT-V. Jmenovitý výkon tohoto tepelného čerpadla je 10 kW. Při venkovní teplotě 15 °C a přívodní teplotě otopné vody 45 °C je tepelný výkon 12,6 kW při topném faktoru 3,3, s klesajícími venkovními teplotami pak tepelný výkon klesá až na hodnotu 6,7 kW při topném faktoru 2,1 za venkovní teploty -12 °C. Čerpadlo je schopné pracovat až do venkovní teploty -15 °C. Pro nižší teploty není tepelné čerpadlo navrženo a je proto nutné použít další zdroj, který však bude použit vždy jen v krátkém období. Tepelné čerpadlo je vybaveno Scroll kompresorem na médium R407C, který efektivní provoz při nízkých teplotách umožňuje.



Obr. 3 Tepelné čerpadlo ELAIR 10 UT-V

Tepelné čerpadlo je určené k instalaci do vnitřních prostor, kde je chráněno před vnějšími vlivy. Vzhledem ke kompaktní konstrukci nezabírá veliký prostor, kromě samotného tepelného čerpadla stačí připojit tři vzduchovody, potrubí pro připojení k otopné soustavě, elektroinstalaci a odvod kondenzátu. Jelikož kompresor není možné spojitě regulovat, je doporučeno použití akumulární nádoby, která zamezí častému spínání kompresoru a zkracování jeho životnosti. Tepelné čerpadlo je možné řídit pomocí signálu HDO, čímž je možné snížit náklady na vytápění díky nízkému tarifu. Součástí tepelného čerpadla je programovatelný pokojový termostat, který lze s tepelným čerpadlem propojit kabelem nebo bezdrátově. Řízení tepelného čerpadla lze propojit s dalšími zdroji otopné soustavy v režimu MASTER, kdy si svůj provoz řídí podle vlastního termostatu, nebo v režimu SLAVE, kdy je provoz jednotky řízen např. jiným pokojovým termostatem [13].

Přívod vzduchu k tepelným čerpadlům bude řešen zároveň s řešením odkouření kotle až před samotnou rekonstrukcí.

2.5 NÁVRH TĚLES

Tělesa byla vybírána z katalogu KORADO RADIK [10]. Všechna tělesa jsou typu VK o výšce 0,6 m.



Obr. 4 Otopné těleso KORADO RADIK VK [10]

2.5.1 NÁVRH STŘEDNÍ TEPLoty OTOPNÝCH TĚLES

Teplotní spád byl navržen tak, aby při umístění otopných těles pod okny byla jejich délka do 1,4 m při použití typu 22 VK. Potřebná střední teplota otopných těles se vypočte dle vztahu

$$t_{stř} = (t_{stř0} - t_i) \cdot \left(\frac{p_p}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}} + t_i \quad [2], \quad (12)$$

kde	$t_{stř}$	[°C]	střední teplota otopných těles,
	$t_{stř0}$	[°C]	střední teplota otopných těles při jmenovitých podmínkách,
	t_i	[°C]	teplota vnitřního vzduchu,
	p_p	[W]	požadovaný výkon tělesa,
	p_0	[W]	výkon tělesa při jmenovitých podmínkách,
	n	[-]	teplotní exponent.

Střední teplota otopných těles při jmenovitých podmínkách (teplota vstupní vody 75 °C, teplota výstupní vody 65 °C a teplota vnitřního vzduchu 20 °C) je $t_{stř0} = 70$ °C. Výkon těles KORADO Radik 22VK-600x1400 při jmenovitých podmínkách je $p_0 = 2351$ W a teplotní exponent $n = 1,3$. Nejvyšší poměr tepelné ztráty a počtu otopných těles je

v místnosti 201, kde dvě tělesa musí pokrývat tepelnou ztrátu 2618 W při vnitřní výpočtové teplotě $t_i = 20\text{ °C}$. Střední teplota otopných těles tedy musí být

$$t_{stř} = (70 - 20) \cdot \left(\frac{\frac{2618}{2}}{2351} \right)^{\frac{1}{1,3}} + 20 = 51,9\text{ °C},$$

Byla zvolena střední teplota těles 50 °C s tím, že do místnosti 201 se umístí těleso 22 VK o délce 1,6 m. Ostatní tělesa jsou maximálně o délce 1,4 m. Pro větší podíl sálavé složky bylo co nejvíce těles navrhováno typu 21 VK. Tělesa byla přednostně umístěna pod okna, ne vždy to však bylo možné. Jednotlivá tělesa byla přednostně spíše předdimenzována než poddimenzována, největší poddimenzování je 64 W na chodbě 243. Seznam těles je uveden v příloze I, jejich umístění je zakresleno ve výkresové dokumentaci.

2.5.2 NÁVRH TEPLOTNÍHO SPÁDU

Teplotní spád byl navržen s ohledem na použité zdroje. Zatímco tepelné čerpadlo vyžaduje co nejnižší teplotu přívodní vody a tedy co nejnižší teplotní spád, kondenzační kotel vyžaduje co nejnižší teplotu vratné vody a tedy co nejvyšší teplotní spád. S ohledem na předpokládaný vyšší nárůst cen zemního plynu ve srovnání s elektřinou bude otopná soustava dimenzována pro eventuální nahrazení kondenzačního kotle tepelným čerpadlem. Vzhledem k rozdělení otopné soustavy na 3 okruhy není problém při přijatelných průměrech potrubí použít teplotní spád 10 K, soustava bude tedy mít teplotní spád 55/45 °C ve všech třech okruzích.

2.6 NÁVRH POTRUBÍ

2.6.1 VEDENÍ POTRUBÍ

Pro návrh potrubí je nejprve třeba navrhnout způsob vedení. Vzhledem k tvaru budovy byla zvolena horizontální soustava. V zájmu minimalizace investičních nákladů a zjednodušení vypouštění otopné soustavy bylo navrženo vedení nad podlahou. Vzhledem k velkému počtu venkovních dveří byl rozvod v přízemí navržen po jižní a západní straně objektu s tím, že k jednotlivým tělesům na severní a východní straně jsou vedeny odbočky. V patře jsou pak rozvody po obou stranách objektu. Na všech potřebných místnostech je potrubí opatřeno vypouštěcími ventily. Vedení potrubí je zakresleno ve výkresové dokumentaci.

2.6.2 DIMENZOVÁNÍ ÚSEKŮ

Průměry jednotlivých úseků potrubí byly navrhovány tak, aby rychlost vody v potrubí nepřesahovala $1\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [2]. Minimální potřebný průměr potrubí tedy je

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \rho \cdot w_{max}}}, \quad (13)$$

kde	d_{min}	[m]	minimální vnitřní průměr potrubí,
	\dot{m}	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní průtok otopné vody,
	ρ	[kg·m ⁻³]	hustota vody,
	w_{max}	[m·s ⁻¹]	maximální dovolená rychlost proudění vody v potrubí.

Hmotnostní průtok otopné vody byl pro jednotlivé úseky vypočten z návrhového výkonu, který je jimi dopravován, dle vztahu

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_p \cdot \Delta t}, \quad (14)$$

kde	\dot{Q}	[W]	návrhový výkon dopravovaný potrubím,
	c_p	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita vody,
	Δt	[K]	teplotní spád otopné soustavy.

Potrubí se vybere z řady nabízené výrobcí, přičemž nejmenší použitý průměr potrubí bude DN15, což odpovídá přípojevacím rozměrům těles. Rychlost proudění vody v potrubí pak je

$$w = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \rho \cdot d^2}, \quad (15)$$

kde	w	[m·s ⁻¹]	rychlost proudění vody v potrubí,
	d	[m]	vnitřní průměr potrubí.

2.6.3 VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT

Tlaková ztráta v potrubí mezi tělesem a kotlem byla vypočtena jako součet ztrát v jednotlivých úsecích dle vztahu

$$Z_{TK} = \Sigma Z_U, \quad (16)$$

kde	Z_{TK}	[Pa]	tlaková ztráta mezi tělesem a kotlem,
	Z_U	[Pa]	celková ztráta daného úseku.

Celková ztráta v daném úseku byla vypočtena dle vztahu

$$Z_U = Z_D + Z_M, \quad (17)$$

kde	Z_D	[Pa]	délková ztráta daného úseku,
	Z_M	[Pa]	místní ztráta daného úseku.

Délková ztráta daného úseku byla určena ze vztahu

$$Z_D = R \cdot l, \quad (18)$$

kde R [Pa·m⁻¹] měrné délkové ztráty,
 l [m] délka daného úseku.

Pro určení měrných délkových ztrát byl použit vztah

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho, \quad (19)$$

kde λ [-] součinitel tření.

Pro výpočet součinitele tření byl použit vztah

$$\lambda = \frac{1}{\left[-2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,72 \cdot d} \right) \right]^2} \quad [2], \quad (20)$$

kde Re [-] Reynoldsovo číslo,
 k [m] drsnost potrubí.

Reynoldsovo číslo se určí ze vztahu

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}, \quad (21)$$

kde ν [m²·s⁻¹] kinematická viskozita vody.

Místní ztráty úseku byly určeny ze vztahu

$$Z_M = \Sigma \xi_m \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho, \quad (22)$$

kde $\Sigma \xi_m$ [-] součet jednotlivých součinitelů místního odporu.

Součinitele místních odporů jsou odpory v kolenech, odpory v T-kusech a ostatní odpory, tedy

$$\Sigma \xi_m = \Sigma \xi_k + \Sigma \xi_t + \Sigma \xi_o,$$

kde $\Sigma \xi_k$ [-] součet jednotlivých součinitelů místního odporu v kolenech,
 $\Sigma \xi_t$ [-] součet jednotlivých součinitelů místního odporu v T-kusech,
 $\Sigma \xi_o$ [-] součet ostatních součinitelů místního odporu.

Pro kolena byly uvažovány součinitele místního odporu dle tab. 4.

Tab. 4 Hodnoty součinitelů místních ztrát v kolenech [17]

Jmenovitá světlost potrubí DN	Součinitel místního odporu kolena ζ
10 - 15	2,00
20 - 25	1,50
32 - 40	1,00
50 a více	0,50

Pro jiné průměry byly použity součinitele pro nejbližší hodnoty průměrů.

Pro výpočet místních ztrát v T-kusech byly užity tabulky z [11]. Vzhledem k velkému počtu odboček byl v programu MS Excel vypracován list s automatickým propočtem. Pro každý uzel bylo nejprve zadáno množství přitékající přívodní vody \dot{m}_s , dále množství vody do odbočky \dot{m}_o a množství vody tekoucí přímo, případně do druhé odbočky \dot{m}_p . Poté byly zadány i jednotlivé průměry potrubí d_s , d_o a d_p . Pro potřeby tabulky pak byly vypočteny poměry průtoků a průměrů odboček a přímých větví vzhledem k přívodům. Příklad tabulky je uveden v tab. 5.

Tab. 5 Hodnoty součinitelů místních ztrát – T-kus pravoúhlý, odbočka ζ_o – spojení [11]

d_o/d_s [-]	M_o/M_s [-]									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
	ζ_o									
1	-36,6	-3,6	0,7	1,7	1,8	1,7	1,6	1,5	1,3	1,2
0,9	-25,1	-2,3	0,7	1,4	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1
0,8	-16,4	-1,3	0,7	1,2			1,1		1	0,9
0,71	-10,5	-0,6	0,8	1	1,1		1		0,9	
0,63	-6,6	-0,1	0,8	1				0,9		
0,56	-4,1	0,2	0,8	0,9	1		0,9			
0,5	-2,4	0,5	0,9		1	0,9				
0,45	-1,4	0,6	0,9	1				0,9		
0,4	-0,6	0,8	1							
0,36	-0,1	0,9	1							
0,32	0,4	1	1,1							

Pro přesný výpočet byla použita lineární interpolace. Nejprve bylo pomocí rozhodovací funkce „KDYŽ“ určeno, mezi kterými dvěma poměry průtoků a průměrů vynesnými v tabulce se daný stav bude nacházet. Stejným způsobem byly určeny součinitele místních ztrát v těchto krajních bodech. Dále byly lineární interpolací určeny součinitele místních ztrát přesně odpovídající vypočteným hodnotám. Tyto výpočty byly provedeny pro obě varianty tvaru T-kusů, pro oba výstupy z T-kusu a stejně tak i pro zpětné potrubí.

Z vypočtených variant byla rozhodovací funkcí vybrána vždy ta, která odpovídá danému T-kusu, takže byly určeny součinitele přírodního a zpětného potrubí pro odbočku a přímou větev, případně druhou odbočku. Součinitele pro odbočku a přímé potrubí byly pro každý směr sečteny, takže nakonec byl každý uzel charakterizován dvěma hodnotami. Součinitele místních ztrát v T-kusech pak byly připočteny k ostatním součinitelům místních ztrát v úseku za odbočkou.

2.6.4 PŘÍKLAD VÝPOČTU ÚSEKU POTRUBÍ

Příklad výpočtu bude uveden pro úsek AD-AE.

Tímto úsekem je dopravován výkon 11 373 W. Měrná tepelná kapacita vody je uvažována $4180 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Při teplotním spádu 10 K je tedy průtok úsekem

$$\dot{m} = \frac{11\,373}{4180 \cdot 10} = 0,272 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Hustota vody je uvažována $1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Minimální vnitřní průměr potrubí pro tento úsek tedy je

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,272}{\pi \cdot 1000 \cdot 1}} = 0,0186 \text{ m} = 18,6 \text{ mm}.$$

Bylo zvoleno potrubí DN22 s vnitřním průměrem $d = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$. Rychlost proudění ve zvoleném potrubí je

$$w = \frac{4 \cdot 0,272}{\pi \cdot 1000 \cdot 0,02^2} = 0,866 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Kinematická viskozita byla uvažována $\nu = 3,86 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, Reynoldsovo číslo pro proudění v potrubí tedy je

$$Re = \frac{0,866 \cdot 0,02}{3,86 \cdot 10^{-7}} = 44873.$$

Pro zvolené měděné potrubí bylo uvažováno s hydraulickou drsností potrubí $k = 0,006 \text{ mm} = 6 \cdot 10^{-6} \text{ m}$. Jelikož vztah pro výpočet součinitele tření je implicitní, byla pro jeho výpočet v jednotlivých úsecích použita funkce Řešitel v programu MS Excel. Součinitel tření tedy je

$$\lambda = \frac{1}{\left[-2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{44873 \cdot \sqrt{0,0224}} + \frac{6 \cdot 10^{-6}}{3,72 \cdot 0,02} \right) \right]^2} = 0,0224.$$

Měrné délkové ztráty pak jsou

$$R = \frac{0,0224}{0,02} \cdot \frac{0,866^2}{2} \cdot 1000 = 419,6 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1}.$$

Při délce úseku $l = 6,132 \text{ m}$ (včetně zpětného potrubí) jsou pak délkové ztráty úseku

$$Z_D = 419,6 \cdot 6,132 = 2573 \text{ Pa}.$$

Při vnitřním průměru 20 mm byl uvažován součinitel místního odporu kolene $\xi_k = 1,5$, přičemž na tomto úseku se nacházejí celkem 4 kolena (počítáno přívodní i zpětné potrubí dohromady).

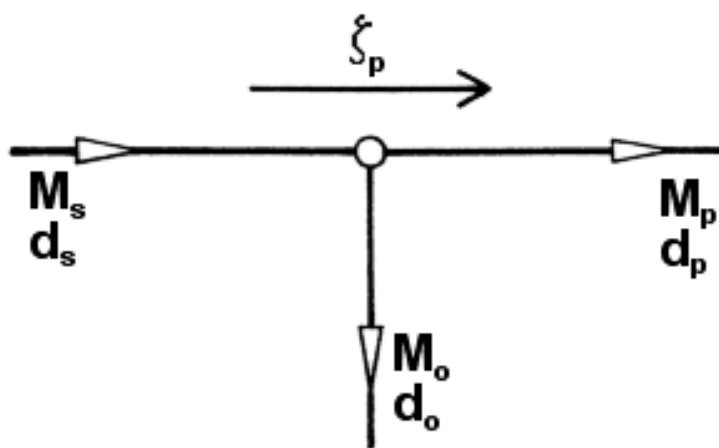
Příklad výpočtu ztráty v uzlu AD bude uveden pro přívodní potrubí. Vnitřní průměr T-kusu na přívodu je $d_s = 20 \text{ mm}$, průměr přímé větve rovněž $d_p = 20 \text{ mm}$. Průtok vody na přívodu je $\dot{m}_s = 0,286 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, do přímé větve $\dot{m}_p = 0,272 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$.] Potřebné poměry tedy jsou

$$\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_s} = \frac{0,272}{0,286} = 0,951$$

a

$$\frac{d_p}{d_s} = \frac{20}{20} = 1.$$

Uspořádání odbočky je zobrazeno na obr. 5, součinitele místních ztrát pro toto uspořádání jsou uvedeny v tab. 6.



Obr. 5 Uspořádání řešené odbočky [11]

Tab. 6 Hodnoty součinitelů místních ztrát – T-kus pravoúhlý, průtok ζ_p – rozdělení [11]

$M_p / M_s [-]$									
0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ζ_p									
44,2	23	13,6	8,6	4,9	2,8	1,5	0,7	0,2	0

V tomto případě tedy nejsou poměry vnitřních průměrů rozhodující. Krajiní hodnoty poměru \dot{m}_o/\dot{m}_s jsou 0,9 a 1. Hodnoty součinitelů místních ztrát ξ_t jsou na těchto pozicích 0,2 a 0. Užitím lineární aproximace tedy součinitel místní ztráty je

$$\xi_t = \frac{[(0,951 - 0,9) \cdot 0 + (1 - 0,951) \cdot 0,2]}{1 - 0,9} = 0,0991.$$

Součinitel místní ztráty v přímé větvi zpětného potrubí je rovněž $\xi_t = 0,0991$. Celkový součinitel místní ztráty pro úsek AD-AE tedy je

$$\Sigma \xi_m = 4 \cdot 1,5 + 0,0991 + 0,0991 = 6,198.$$

Místní ztráty v úseku pak jsou

$$Z_M = 6,198 \cdot \frac{0,866^2}{2} \cdot 1000 = 2324 \text{ Pa}.$$

Celkové ztráty v úseku AD-AE tedy jsou

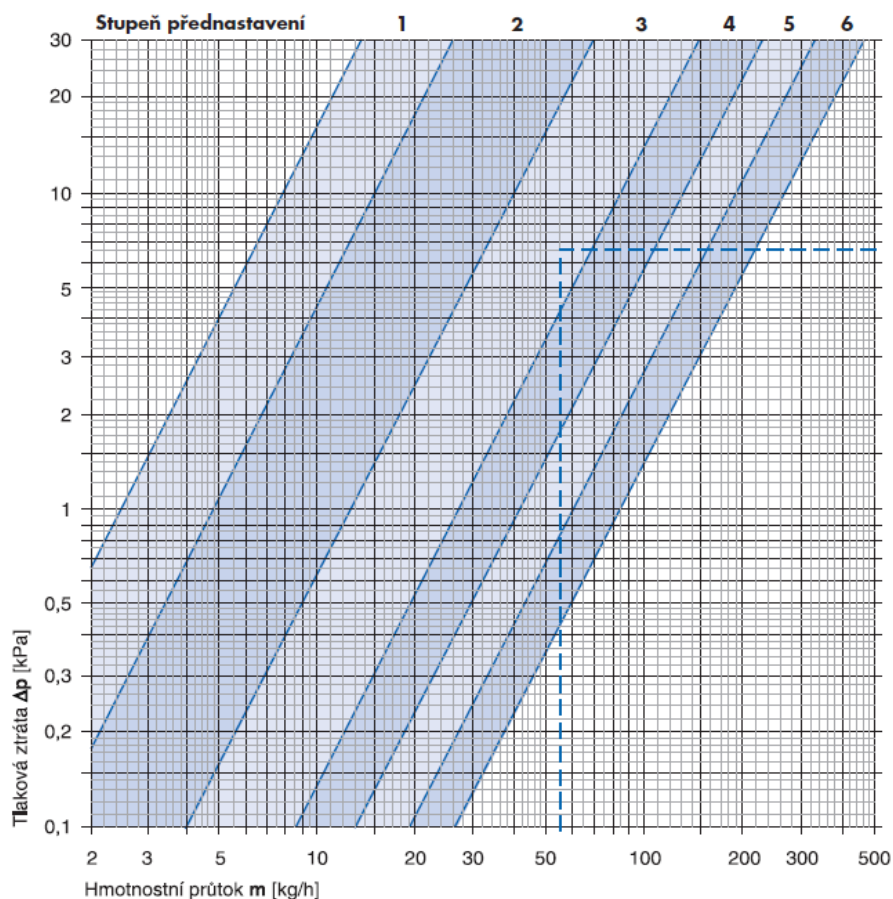
$$Z_U = 2573 + 2324 = 4897 \text{ Pa}.$$

2.7 HYDRAULICKÉ VYVÁŽENÍ

Pro správné hydraulické vyvážení soustavy je potřeba přednastavit termostatické radiátorové ventily. Dle obr. 6 je pro dané přednastavení ventilu logaritmus tlakové ztráty přímo úměrný logaritmu průtoku, tedy

$$\log\left(\frac{\Delta p_T}{\Delta p_0}\right) = a \cdot \log\left(\frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_0}\right) + b, \quad (23)$$

kde	Δp_T	[Pa]	tlaková ztráta otopného tělesa s ventilem,
	Δp_0	[Pa]	referenční tlaková ztráta,
	\dot{m}_T	[kg·h ⁻¹]	hmotnostní průtok tělesem,
	\dot{m}_0	[kg·h ⁻¹]	referenční průtok,
	a	[-]	směrnice přímky,
	b	[-]	průsečík přímky se svislou osou.



Obr. 6 Diagram tlakové ztráty v závislosti na přednastavení ventilu [10]

Referenční tlaková ztráta a referenční průtok umožňují dosazení tlakové ztráty a průtoku do logaritmu, jejich hodnoty jsou $\Delta p_0 = 1000 \text{ Pa}$ a $\dot{m}_0 = 1 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$. Hodnoty a a b byly určeny dosazením dvou bodů z diagramu do soustavy dvou rovnic o dvou neznámých. Pro uvedený diagram je směrnice všech přímk $a = 1,999$, hodnota b je u jednotlivých nastavení ventilu různá.

Před nastavením byla určena ztráta jednotlivých těles při plném otevření ventilu, tedy při nastaveném stupni 6, dle vztahu

$$\Delta p_{T6} = \Delta p_0 \cdot 10^{a \cdot \log\left(\frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_0}\right) + b}, \quad (24)$$

kde Δp_{T6} [Pa] tlaková ztráta tělesa s ventilem při nastaveném stupni 6,

Nyní byla ztráta každého tělesa přičtena ke ztrátě mezi tělesem a kotlem dle vztahu

$$Z_{CT6} = Z_{TK} + \Delta p_{T6}, \quad (25)$$

kde Z_{CT6} [Pa] celková tlaková ztráta přes těleso při nastaveném stupni 6.

Z celkových tlakových ztrát přes jednotlivá tělesa byla v každém okruhu vybrána ta nejvyšší, tuto hodnotu pak musí mít celková tlaková ztráta přes každé těleso, tedy

$$Z_{CT} = Z_{CT6max} , \quad (26)$$

kde Z_{CT} [Pa] celková ztráta přes každé těleso v daném okruhu,
 Z_{CT6max} [Pa] celková ztráta přes těleso s nejvyšší tlakovou ztrátou.

Potřebná tlaková ztráta každého tělesa s ventilem se určí ze vztahu

$$\Delta p_T = Z_{CT} - Z_{TK} . \quad (27)$$

Potřebné nastavení ventilů na jednotlivých tělesech pak bylo určeno rozhodovací funkcí po dosažení do vztahu

$$b = \log\left(\frac{\Delta p_T}{\Delta p_0}\right) - a \cdot \log\left(\frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_0}\right) , \quad (28)$$

přičemž byla porovnávána vypočtená hodnota s hodnotami b pro jednotlivá nastavení.

PŘÍKLAD VÝPOČTU

Příklad výpočtu bude uveden pro těleso 104/3, přes nějž je průtok $\dot{m}_T = 50,74 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$. Jelikož pro nastavení ventilu na šestý stupeň je $b = -3,836$, pak tlaková ztráta tělesa při nastaveném stupni 6 je

$$\Delta p_{T6} = 1000 \cdot 10^{1,999 \cdot \log\left(\frac{50,74}{1}\right) - 3,836} = 374 \text{ Pa} .$$

Tlaková ztráta mezi tělesem a kotlem je $Z_{TK} = 25\,588 \text{ Pa}$, celková tlaková ztráta přes těleso tedy je

$$Z_{CT6} = 25\,588 + 374 = 25962 \text{ Pa} .$$

Nejvyšší tlaková ztráta tělesa v okruhu a tedy i cílová tlaková ztráta tělesa 104/3 je $Z_{CT} = 37\,813 \text{ Pa}$. Potřebná ztráta tělesa s ventilem tedy je

$$\Delta p_T = 37\,813 - 25\,588 = 12\,225 \text{ Pa} .$$

Hodnota b pro tuto tlakovou ztrátu je

$$b = \log\left(\frac{12\,225}{1000}\right) - 1,999 \cdot \log\left(\frac{50,74}{1}\right) = -2,322 .$$

Vypočtená hodnota se nachází mezi hodnotami -2,2 a -2,853, což značí nastavení na stupeň 3.

2.8 NÁVRH PŘÍSLUŠENSTVÍ

2.8.1 PŘETLAKY SOUSTAVY

Před výpočtem expanzní nádoby a pojistného ventilu je potřeba určit tlakové poměry v otopné soustavě. Ve všech okruzích se bude pracovat se stejnými přetlaky. Nejprve byl určen nejvyšší dovolený přetlak soustavy jako nejnižší z dovolených přetlaků jednotlivých prvků, jednotlivé hodnoty jsou uvedeny v tab. 7.

Tab. 7 Nejvyšší dovolené přetlaky jednotlivých prvků soustavy

Prvek soustavy	Nejvyšší dovolený přetlak [kPa]
Otopná tělesa KORADO RADIK [10]	1000
Kondenzační kotel BAXI Luna Duo-Tec MP 1.60 [12]	400
Tepelné čerpadlo ELAIR 10 UT-V [13]	300
Expanzní nádoba Reflex N 25/3 [14]	300
Expanzní nádoba Reflex N 18/3 [14]	300

Omezujícím prvkem soustavy tedy budou tepelné čerpadlo a expanzní nádoba, podle nichž byl zvolen nejvyšší dovolený přetlak $p_{hdov} = 300$ kPa. Nejvyšší provozní přetlak tepelného čerpadla dle [13] činí $p_h = 200$ kPa.

Dále byl určen nejnižší dovolený přetlak soustavy dle vztahu

$$p_{ddov} = \frac{1,1 \cdot \rho \cdot g \cdot h_{VE}}{1000} [1], \quad (29)$$

kde p_{ddov} [kPa] nejnižší dovolený přetlak soustavy,
 g [m·s⁻²] tíhové zrychlení,
 h_{VE} [m] výška vodního sloupce nad expanzní nádobou.

Bylo uvažováno tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Výška vodního sloupce nad expanzní nádobou tedy bude

$$h_{VE} = h_B - h_{NB}, \quad (30)$$

kde h_B [m] výška nejvyššího místa otopné soustavy,
 h_{NB} [m] výška neutrálního bodu.

Nejvyšší místo otopné soustavy se nachází ve výšce $h_B = 3,8$ m. Výška neutrálního bodu odpovídá připojení expanzní nádoby a bude $h_{NB} = 0,5$ m. Výška vodního sloupce nad expanzní nádobou tedy je

$$h_{VE} = 3,8 - 0,5 = 3,3 \text{ m}.$$

Nejnižší dovolený přetlak soustavy tedy je

$$p_{ddov} = \frac{1,1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 3,3}{1000} = 35,6 \text{ kPa}.$$

Nejnižší provozní přetlak byl zvolen $p_d = 60 \text{ kPa}$, provozní přetlak tedy je

$$p_s = \frac{p_h + p_d}{2} = \frac{200 + 60}{2} = 130 \text{ kPa}.$$

Přetlaky otopné soustavy jsou shrnuty v tab. 8.

Tab. 8 Přetlaky otopné soustavy

Úroveň přetlaku	Značka	Hodnota přetlaku [kPa]
Nejvyšší dovolený přetlak	p_{hdov}	300
Nejvyšší provozní přetlak	p_h	200
Provozní přetlak	p_s	130
Nejnižší provozní přetlak	p_d	60
Nejnižší dovolený přetlak	p_{ddov}	35,6

2.8.2 EXPANZNÍ NÁDOBY

Pro správné fungování soustavy při různých teplotách je třeba navrhnout expanzní nádobu. Výpočet vychází ze vztahu

$$V_{et} = 1,3 \cdot V_0 \cdot n \cdot \frac{1}{\eta} \quad [15], \quad (31)$$

kde	V_{et}	[l]	objem tlakové expanzní nádoby,
	V_0	[l]	objem vody v celé otopné soustavě,
	n	[-]	součinitel zvětšení objemu,
	η	[-]	stupeň využití expanzní nádoby.

Objem vody v jednotlivých okruzích byl určen jako součet objemu kotle, tepelného čerpadla, potrubí a otopných těles. Vodní objemy jednotlivých částí otopné soustavy v jednotlivých okruzích jsou uvedeny v tab. 9.

Tab. 9 Objem vody v jednotlivých prvcích okruhů

Prvek soustavy	Okruh 1	Okruh 2	Okruh 3
Objem vody v potrubí [l]	95,5	95,3	70,8
Objem vody v otopných tělesech [l]	407,2	458,8	322,5
Objem vody v kondenzační kotle [l]	5,0	5,0	5,0
Objem vody v tepelném čerpadle [l]	2,0	2,0	2,0
Celkový objem vody v okruhu [l]	509,7	561,1	400,3

Pro určení součinitele zvětšení objemu byla použita tab. 10.

Tab. 10 Tabulka pro určení součinitele zvětšení objemu [15]

$\Delta t = t_{max} - 10$ [K]	20	30	40	45	50	55	60	65	70
n [-]	0,00401	0,00749	0,01169	0,01413	0,01672	0,01949	0,02243	0,02551	0,02863
$\Delta t = t_{max} - 10$ [K]	75	80	85	90	95	100	105	110	115
n [-]	0,03198	0,03553	0,03916	0,04313	0,04704	0,05112	0,05529	0,05991	0,06435

Jako maximální teplota bylo zvoleno 60 °C, tedy o 10 K více, než při jmenovitém provozu soustavy, teplotní rozdíl tak činí 50 K. Součinitel zvětšení objemu tedy je $n = 0,01672$.

Stupeň využití expanzní nádoby byl určen ze vztahu

$$\eta = \frac{(p_{hdov} + p_b) - (p_{ddov} + p_b)}{(p_{hdov} + p_b)} \quad [15], \quad (32)$$

kde p_b [Pa] barometrický tlak.

Barometrický tlak byl uvažován $p_b = 101,3$ kPa, stupeň využití expanzní nádoby tedy je

$$\eta = \frac{(300 + 101,3) - (35,6 + 101,3)}{(300 + 101,3)} = 0,6588.$$

Jelikož jsou objemy vody v jednotlivých topných okruzích různé, bude zde uveden výpočet pro první okruh, kde při celkovém objemu vody v okruhu $V_0 = 509,7$ l je požadovaný objem expanzní nádoby

$$V_{et} = 1,3 \cdot 509,7 \cdot 0,01672 \cdot \frac{1}{0,6588} = 16,8 \text{ l}.$$

Objemy vody v jednotlivých okruzích a vypočtené velikosti expanzních nádob jsou uvedeny v tab. 11.

Tab. 11 Objem vody v okruzích a požadovaný objem expanzních nádob

	Okruh 1	Okruh 2	Okruh 3
Objem vody v okruhu [l]	509,7	561,1	400,3
Objem expanzní nádoby [l]	16,8	18,5	13,2

Pro první a druhý okruh byla zvolena expanzní nádoba Reflex N 25/3 o objemu 25 l, pro třetí okruh pak expanzní nádoba Reflex N 18/3 o objemu 18 l. Nejvyšší provozní přetlak je u obou typů shodně 3 bary.

2.8.3 POJISTNÉ VENTILY

Součástí kotle i tepelného čerpadla jsou pojistné ventily. Vzhledem k tomu, že nejvyšší dovolený přetlak tepelného čerpadla je nižší, než nejvyšší dovolený přetlak kotle, je třeba ke kotli přidat pojistný ventil, aby nedošlo k poškození tepelného čerpadla vysokým tlakem. Požadovaný průřez sedla pojistného ventilu se vypočte ze vztahu

$$S_0 = \frac{2 \cdot \dot{Q}_p}{\alpha_w \cdot \sqrt{p_{hdov}}} \quad [1], \quad (33)$$

kde S_0 [mm²] průřez sedla pojistného ventilu,
 \dot{Q}_p [kW] pojistný výkon,
 α_w [-] výtokový součinitel.

Pojistný výkon je roven výkonu plynového kotle. Výtokový součinitel uvádí výrobce pojistných ventilů, pro návrh lze uvažovat $\alpha_w = 0,5$. Požadovaný průřez sedla pojistného ventilu tedy je

$$S_0 = \frac{2 \cdot 55}{0,5 \cdot \sqrt{300}} = 12,7 \text{ mm}^2.$$

Minimální průměr pojistného potrubí se stanoví ze vztahu

$$d_{pp} = 10 + 0,6 \cdot \sqrt{\dot{Q}_p} \quad [1], \quad (34)$$

kde d_{pp} [mm] vnitřní průměr pojistného potrubí.

Vnitřní průměr pojistného potrubí musí být minimálně

$$d_{pp} = 10 + 0,6 \cdot \sqrt{55} = 14,4 \text{ mm}.$$

Byl zvolen pojistný ventil IVAR.PV 1234 s pojistným tlakem 3 bar a závitem 3/4". Průřez sedla pojistného ventilu je 201 mm², průměr pojistného potrubí je DN22.

2.8.4 ČERPADLA

Potřebné hmotnostní průtoky jednotlivými kotly byly určeny ze vztahů v podkapitole 2.6.2. a jsou uvedeny v tab. 12. Objemové průtoky byly určeny ze vztahu

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \cdot 1000, \quad (35)$$

kde \dot{V} [l·h⁻¹] objemový průtok.

Potřebné pracovní tlaky čerpadel byly určeny jako Z_{CT6} v podkapitole 2.7. Pro určení požadované dopravní výšky čerpadla byl použit vztah

$$h_d = \frac{Z_{CT6}}{\rho \cdot g}, \quad (36)$$

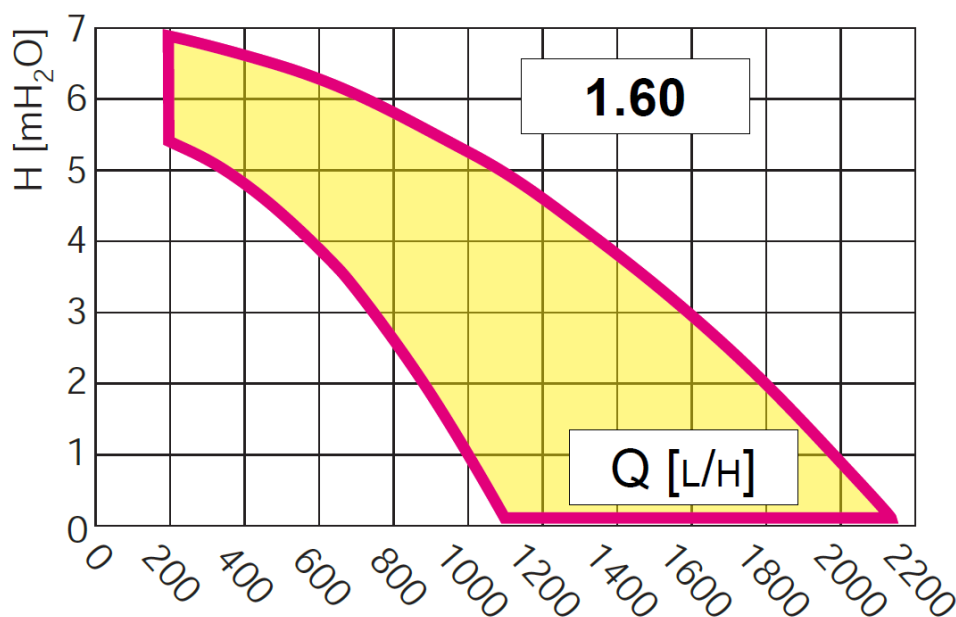
kde h_d [m] požadovaná dopravní výška čerpadla.

Požadované parametry pro jednotlivé okruhy jsou uvedeny v tab. 12.

Tab. 12 Požadované průtoky a dopravní výšky čerpadel v jednotlivých okruzích

	Okruh 1	Okruh 2	Okruh 3
Průtok čerpadlem [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$]	4 168	4 576	3 218
Průtok čerpadlem [$\text{l} \cdot \text{h}^{-1}$]	4 168	4 576	3 218
Pracovní tlak čerpadla [Pa]	37 813	44 397	50 238
Dopravní výška čerpadla [m]	3,86	4,53	5,12

Charakteristika oběhového čerpadla v kondenzačním kotli BAXI Luna Duo-Tec MP 1.60 je uvedena na obr. 7.



Obr. 7 Charakteristika oběhového čerpadla v kondenzačním kotli BAXI Luna Duo-Tec MP 1.60 [12]

Charakteristika oběhového čerpadla u tepelného čerpadla ELAIR 10 UT-V není v návodu uvedena, je pouze udána výtlačná výška 0,5 - 7 m a průtok topné vody 0,3 - 2 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Lze tedy uvažovat přibližně stejnou charakteristiku jako v případě kondenzačního kotle.

Jelikož bude při nejnižších venkovních teplotách v provozu pouze kondenzační kotel, musí být jeho čerpadlo schopné zajistit požadovaný průtok otopné vody. Z výše

uvedených hodnot však vyplývá, že při návrhovém teplotním spádu nemá čerpadlo dostatečný výkon. Proto je třeba teplotní spád při nejnižších venkovních teplotách navýšit zvýšením teploty přívodní vody. Potřebné parametry jednotlivých topných okruhů při nejnižších venkovních teplotách byly vypočteny modifikací teplotního spádu ve výpočtovém sešitu a jsou uvedeny v tab. 13.

Tab. 13 Požadované parametry čerpadel při zvýšení teplotního spádu

	Okruh 1	Okruh 2	Okruh 3
Teplotní spád [K]	21	23	18
Průtok čerpadlem [kg·h ⁻¹]	1985	1990	1788
Průtok čerpadlem [l·h ⁻¹]	1985	1990	1788
Pracovní tlak čerpadla [Pa]	9735	9776	17275
Dopravní výška čerpadla [m]	0,992	0,997	1,761

Zvýšení teplotního spádu bude mít pozitivní vliv na vychlazení spalín, není tedy třeba uvažovat o instalaci přídatného čerpadla pro zvýšení průtoku. V případě budoucí instalace samotného tepelného čerpadla pro pokrytí veškerých tepelných ztrát musí být výkon jeho oběhového čerpadla mnohem vyšší, případně bude nutné instalovat další čerpadlo pro zvýšení průtoku.

2.8.5 REGULACE

Na všechna tělesa budou instalovány programovatelné termostatické hlavice. Tyto hlavice umožní automatický režim útlumu mimo pracovní dobu a tím úsporu nákladů na vytápění. Zvoleny byly programovatelné termostatické hlavice Honeywell HR30 Comfort+, které umožní nastavení šesti spínacích časů za den. Nastavení teplotních profilů na nich bude provedeno v závislosti na individuálních požadavcích jednotlivých místností.

Tepelná čerpadla budou v otopném období v provozu prakticky neustále při plném výkonu. Vypnuta budou v době nejnižších venkovních teplot, kdy nebudou schopná dosáhnout dostatečného tepelného výkonu. V takovém případě by teplota vody na vstupu do soustavy byla příliš nízká a průtok by musel být vyšší, než jsou oběhová čerpadla schopná zajistit. V období vysokých venkovních teplot budou tepelná čerpadla spínána přerušovaně dle termostatu v místnosti, která bude pro daný okruh předpokládána jako nejchladnější. Průtok tepelnými čerpadly bude řízen vlastní elektronickou regulací.

U kondenzačních kotlů bude výkon řízen tak, aby spolu s tepelným čerpadlem bylo zajištěno krytí tepelných ztrát. Průtok kotli bude regulován pro zachování co nejvyššího teplotního spádu, což umožní nízkou teplotu ve zpětném potrubí a tedy dobré vychlazení spalín. Navíc se tak sníží tlakové ztráty v potrubí a bude možné zvýšit průtok vody tepelným čerpadlem, což zvýší jeho účinnost díky nižšímu teplotnímu rozdílu.

Kondenzační kotle budou jediným zdrojem při nejnižších venkovních teplotách, kdy tepelná čerpadla nemohou pracovat. S postupným nárůstem venkovních teplot pak bude potřebný výkon kotlů klesat.

Konkrétní zajištění správné spolupráce zdrojů tepla bude provedeno firmou ELMET v rámci vývoje tepelných čerpadel ELAIR. Jednou z možností je přednastavení režimů podle venkovní teploty, tedy ekvitermní regulace. Další možností je řízení oběhových čerpadel na konstantní pracovní tlak, čímž se identifikuje zavírání TRV na otopných tělesech. V případě příliš nízkého průtoku pak může být zdroj odstaven.

2.9 SEZNAM MATERIÁLU

Seznam materiálu potřebného ke zhotovení otopné soustavy je uveden v tab. 14.

Tab. 14 Seznam materiálu

Název položky	Množství	Jednotka
Kotel BAXI Luna Duo-Tec MP 1.60	3	ks
Tepelné čerpadlo ELAIR 10 UT-V	3	ks
Expanzní nádoba Reflex N 25/3	2	ks
Expanzní nádoba Reflex N 18/3	1	ks
Pojistný ventil IVAR.PV 1234	3	ks
Zpětná klapka EURA Těžká 1"1/2	6	ks
Vypouštěcí kulový kohout s páčkou IVAR.EURO M 3/4"	14	ks
Kulový kohout Giacomini 1"1/2	15	ks
Kulový kohout Giacomini 3/4"	3	ks
Filtr úhlový IVAR 1"1/2 mosaz	3	ks
Radiátor KORADO Radik 22VK-600x1600	2	ks
Radiátor KORADO Radik 22VK-600x1400	11	ks
Radiátor KORADO Radik 22VK-600x1200	14	ks
Radiátor KORADO Radik 22VK-600x1100	4	ks
Radiátor KORADO Radik 21VK-600x1400	66	ks
Radiátor KORADO Radik 21VK-600x1200	18	ks
Radiátor KORADO Radik 21VK-600x1100	21	ks
Radiátor KORADO Radik 21VK-600x1000	13	ks
Radiátor KORADO Radik 21VK-600x900	7	ks
Radiátor KORADO Radik 21VK-600x800	10	ks
Radiátor KORADO Radik 21VK-600x700	1	ks
Programovatelná termostatická hlavice Honeywell HR30 Comfort+	167	ks
Připojovací šroubení - KIT Vekoluxvavra pro VK na cu 15/1 přímý	167	ks
Potrubí měděné 15/1	800	m
Potrubí měděné 18/1	190	m
Potrubí měděné 22/1	130	m

Název položky	Množství	Jednotka
Potrubí měděné 28/1	30	m
Potrubí měděné 35/1,5	80	m
Potrubí měděné 42/1,5	15	m
Potrubí měděné 54/2	2	m
Izolace Ekoflex 15/15	800	m
Izolace Ekoflex 18/15	190	m
Izolace Ekoflex 22/15	130	m
Izolace Ekoflex 28/15	30	m
Izolace Ekoflex 35/15	80	m
Izolace Ekoflex 42/15	15	m
Izolace Ekoflex 54/15	2	m
Měděný pájecí T-kus 15	178	ks
Měděný pájecí T-kus 35	6	ks
Měděný pájecí T-kus 42	10	ks
Měděný pájecí T-kus 54	4	ks
Měděný pájecí T-kus redukovaný 15/18/15	2	ks
Měděný pájecí T-kus redukovaný 18/15/15	24	ks
Měděný pájecí T-kus redukovaný 18/15/18	36	ks
Měděný pájecí T-kus redukovaný 18/22/18	4	ks
Měděný pájecí T-kus redukovaný 22/15/22	48	ks
Měděný pájecí T-kus redukovaný 22/22/15	4	Ks
Měděný pájecí T-kus redukovaný 22/28/22	2	ks
Měděný pájecí T-kus redukovaný 28/18/28	6	ks
Měděný pájecí T-kus redukovaný 28/22/28	2	ks
Měděný pájecí T-kus redukovaný 35/22/35	22	ks
Měděný pájecí T-kus redukovaný 35/28/35	4	ks
Měděná pájecí redukce 18/15	10	ks
Měděná pájecí redukce 22/15	2	ks
Měděná pájecí redukce 22/18	20	ks
Měděná pájecí redukce 28/22	6	ks
Měděná pájecí redukce 35/22	10	ks
Měděná pájecí redukce 35/28	4	ks
Měděná pájecí redukce 42/22	6	ks
Měděná pájecí redukce 42/35	10	ks
Měděná pájecí redukce 54/35	8	ks
Měděné pájecí koleno 90° DN15	62	ks
Měděné pájecí koleno 45° DN15	16	ks
Měděné pájecí koleno 90° DN18	10	ks
Měděné pájecí koleno 90° DN22	16	ks
Měděné pájecí koleno 90° DN35	10	ks
Měděné pájecí koleno 90° DN42	12	ks
Měděné pájecí koleno 90° DN54	6	ks

3 CHLAZENÍ PROSTORU SMD

3.1 POPIS SITUACE

Osazovací linka SMD (surface mount device – povrchové osazování elektroniky) se nachází v místnosti 244. Jedná se o zařízení osazující elektronické součástky na desky plošných spojů. Před osazením je nutné nanést na desku pájecí pastu, která umožní elektrické a mechanické spojení součástky s deskou. Použití pájecí pasty má přísné teplotní požadavky, při nanášení je třeba dodržet teplotu do 25 °C, jinak nejsou zaručeny správné parametry spojení součástky s deskou. Po osazení deska putuje do pece, kde při teplotách několik set stupňů Celsia probíhá přetavení pájky. Pec takto produkuje značné množství odpadního tepla, které komplikuje dodržení požadované teploty pro nanášení pájecí pasty.



Obr. 8 Osazovací automat MyData MY9

Dosud je problém s odpadním teplem řešen otevíráním oken, která však vedou do sousedního prostoru elektrovýroby, chlazení tedy není příliš efektivní. Teplota v místnosti během léta pravidelně dosahuje hodnot vysoko nad 25 °C a požadované parametry nemohou být dodrženy. Existuje tak vyšší riziko vad při osazování, což s sebou přináší nutnost ručních oprav, případně i reklamace ze strany zákazníka. Aby se tomuto zamezilo, je třeba navrhnout pro prostor SMD chlazení, které za všech okolností zaručí požadovanou teplotu.

Provoz na lince SMD bývá obvykle dvousměnný, v závislosti na množství zakázek se však může měnit na jednosměnný i třisměnný.

3.2 VOLBA SYSTÉMU CHLAZENÍ

K chlazení je možné použít několik systémů, každý má své výhody a nevýhody. Jednou z možností je použití kompaktní klimatizační jednotky. Zásadním problémem by zde byla nutnost vytvořit otvor ve zdi, alternativně by bylo nutné využít okna ve vedlejší místnosti, což by však vyžadovalo použití přívodního vzduchovodu, na což kompaktní klimatizační jednotky často nejsou uzpůsobené.

Další možností je použití split jednotky. Problém s prostupem zdí by byl omezen na otvory pro chladivové potrubí, jednotka by uvnitř také zabírala méně místa. Zůstal by však problém s nedostatečným prouděním vzduchu a spíše lokálním chladícím účinkem. Tento problém by šel částečně vyřešit za cenu vysokého průtoku jednotkou, což by však nepříznivě působilo na obsluhu. Jiným řešením by bylo použití multi-split jednotky, která by však byla dosti nákladná.

Jinou možností je použití větrací jednotky se zpětným získáváním tepla a chlazením. Zde se počítá se vzduchovody, výhodou je tedy možnost dokonalého provětrání prostoru a tedy efektivní odvod tepelné zátěže. Další velkou výhodou je možnost použití jednotky pro větrání venkovním vzduchem bez použití chlazení při nižších venkovních teplotách, v zimě je pak možné jednotku použít k vytápění. Zvolena tedy byla tato varianta. Varianta je výhodná i proto, že se ve firmě ELMET takovéto jednotky vyrábějí a jejich provoz by tak znamenal možnost jejich dlouhodobého testování. Zvolena byla rekuperační jednotka ELAIR 6 A/C.

3.3 VÝPOČET TEPELNÝCH ZISKŮ

Tepelné zisky byly vypočteny dle ČSN 73 0548 [7].

Tepelné zisky se vypočtou dle vztahu

$$\dot{Q}_{tz} = \dot{Q}_i + \dot{Q}_e, \quad (37)$$

kde	\dot{Q}_{tz}	[W]	celkové tepelné zisky,
	\dot{Q}_i	[W]	tepelné zisky od vnitřních zdrojů,
	\dot{Q}_e	[W]	tepelné zisky od vnějších zdrojů.

3.3.1 VÝPOČET SOUČINITELŮ PROSTUPU TEPLA STAVEBNÍCH ČÁSTÍ

Výpočet součinitelů prostupu tepla stavebních částí byl proveden dle ČSN EN 12831 [6].

Součinitele prostupu tepla jednotlivými stavebními částmi byly určeny ze vztahu

$$U_k = \frac{1}{\sum R} + \Delta U_{tb}, \quad (38)$$

kde U_k [W·m⁻²·K⁻¹] součinitel prostupu tepla stavební částí,
 $\sum R$ [m²·K·W⁻¹] součet tepelných odporů stavebních materiálů a tepelných
 odporů při přestupu na vnitřní a vnější straně,
 ΔU_{tb} [W·m⁻²·K⁻¹] korekční součinitel pro tepelné mosty.

Tepelný odpor stavebních materiálů byl určen dle vztahu

$$R = \frac{d}{\lambda}, \quad (39)$$

kde d [m] tloušťka dané vrstvy,
 λ [W·m⁻¹·K⁻¹] tepelná vodivost dané vrstvy.

Výpočet součinitelů prostupu tepla jednotlivými konstrukcemi jsou uvedeny v tab. 15.

Tab. 15 Výpočet součinitelů prostupu tepla jednotlivými konstrukcemi

Popis	d [m]	λ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	R [m ² ·K·W ⁻¹]	U_k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Okno				2,40
Zed' k elektrodílně				
Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně			0,13	
Omítka	0,01	0,88	0,01	
Lehká cihla	0,26	0,75	0,35	
Omítka	0,01	0,88	0,01	
Odpor při přestupu tepla na vnější straně			0,13	
Korekční součinitel pro tepelné mosty				0,10
Celkem	0,28		0,63	1,69
Strop				
Odpor při přestupu tepla na vnitřní straně			0,13	
Omítka	0,010	0,88	0,01	
Beton	0,200	1,75	0,11	
Škvára	0,150	0,27	0,56	
Asfaltová lepenka	0,005	0,23	0,02	
Beton	0,100	1,75	0,06	
Odpor při přestupu tepla na vnější straně			0,07	
Korekční součinitel pro tepelné mosty				0,10
Celkem	0,465		0,96	1,14

3.3.2 VÝPOČET TEPELNÝCH ZISKŮ OD VNITŘNÍCH ZDROJŮ

Vnitřní tepelné zisky se vypočtou dle vztahu

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_l + \dot{Q}_{sv} + \dot{Q}_{str} + \dot{Q}_{sm} \quad (40)$$

kde	\dot{Q}_l	[W]	produkce tepla lidí,
	\dot{Q}_{sv}	[W]	produkce tepla svítidel,
	\dot{Q}_{str}	[W]	produkce tepla strojů,
	\dot{Q}_{sm}	[W]	prostup tepla ze sousedních místností.

PRODUKCE TEPLA LIDÍ

Produkce tepla lidí byla vypočtena dle vztahu

$$\dot{Q}_l = 0,1 \cdot \dot{Q}_c \cdot (36 - t_i) \cdot i_l \quad (41)$$

kde	\dot{Q}_c	[W]	produkce citelného tepla pro danou činnost při 26 °C,
	t_i	[°C]	vnitřní výpočtová teplota,
	i_l	[-]	počet osob.

Jelikož je linka SMD téměř automatická, k obsluze stačí jediný člověk. Jedná se o lehkou práci ve stoje, které při teplotě 26 °C odpovídá produkce citelného tepla $\dot{Q}_c = 60$ W. Po korekci na vnitřní teplotu je produkce citelného tepla

$$\dot{Q}_l = 0,1 \cdot 60 \cdot (36 - 25) \cdot 1 = 66 \text{ W}.$$

PRODUKCE TEPLA SVÍTEL

Produkce tepla svítidel byla vypočtena dle vztahu

$$\dot{Q}_{sv} = n \cdot \dot{Q}_{1sv} \quad (42)$$

kde	n	[-]	počet svítidel,
	\dot{Q}_{1sv}	[W]	výkon jednoho svítidla.

V místnosti se nachází 11 zářivkových svítidel, každé o příkonu $\dot{Q}_{1sv} = 50$ W. Jelikož v místnosti nejsou venkovní okna, běží osvětlení trvale. Zisk od svítidel tedy je

$$\dot{Q}_{sv} = 11 \cdot 50 = 550 \text{ W}.$$

PRODUKCE TEPLA STROJŮ

Produkce tepla strojů byla vypočtena dle vztahu

$$\dot{Q}_{str} = c_1 \cdot \sum_i \dot{Q}_{stri} \cdot c_{2i} \cdot c_{3i} \quad (43)$$

kde	c_1	[-]	součinitel současnosti chodu strojů,
	\dot{Q}_{stri}	[W]	příkon stroje,
	c_{2i}	[-]	zbytkový součinitel při odsávání,
	c_{3i}	[-]	průměrné zatížení stroje.

Největší příkon, 50 kW, má pec pro vypalování pájecí pasty. Dále následuje osazovací stroj Mydata o příkonu 6,6 kW. K tomuto stroji jsou připojeny počítače, které tak nebudou počítány zvlášť. Dalšími zařízeními jsou tisk o příkonu 3,7 kW, optická kontrola o příkonu 2,3 kW a dopravníky o příkonu 1,5 kW. Jelikož se jedná o štítkové elektrické příkony, obvyklé zatížení bude mnohem nižší. U většiny zařízení se uvažuje průměrné zatížení 50 % z příkonu, u pece pak 10 %, jelikož vysoký příkon pece je určen především k jejímu rozehrátí. Přibližně 30 % výkonu pece odchází s odsáváním škodlivin z pece mimo místnost. Všechny stroje běží zároveň, zisk z elektrických zařízení tedy je

$$\dot{Q}_{str} = 1 \cdot (50\,000 \cdot 0,1 \cdot 0,7 + 6600 \cdot 0,5 + 3700 \cdot 0,5 + 2300 \cdot 0,5 + 1500 \cdot 0,5) = 10\,550 \text{ W}.$$

PROSTUP TEPLA ZE SOUSEDNÍCH MÍSTNOSTÍ

Zisky ze sousedních místností nebudou příliš významné. Vzhledem k vysoké akumulaci schopnosti stavby a poloze nebudou z většiny okolních místností tepelné zisky uvažovány, jelikož teploty zde i přes léto zůstávají v průměru pod 25 °C. Jedinou místností, kde budou zisky uvažovány, je přilehlá hala elektrovýroby. Zde pracuje mnoho osob, vzniká zde velké množství odpadního tepla a navíc má místnost okna směřující na jih, uvažována bude teplota $t_{sm} = 30$ °C. Prostup tepla z haly kovovýroby se určí ze vztahu

$$\dot{Q}_{sm} = \sum_k (A_k \cdot U_k) \cdot (t_{sm} - t_i), \quad (44)$$

kde	A_k	[m ²]	plocha stavební části,
	t_{sm}	[°C]	teplota na hale elektrovýroby.

K hale elektrovýroby směřuje 6 oken o součiniteli prostupu tepla $U_k = 2,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, jejich celková plocha je $A_k = 5,4 \text{ m}^2$. Zeď má plochu $A_k = 46,2 \text{ m}^2$ se součinitelem prostupu tepla $U_k = 1,69 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Prostup tepla z haly kovovýroby tedy je

$$\dot{Q}_{sm} = (46,2 \cdot 1,69 + 5,4 \cdot 2,4) \cdot (30 - 25) = 455 \text{ W}.$$

CELKOVÉ VNITŘNÍ ZISKY

Celkové vnitřní zisky prostoru SMD tedy jsou

$$\dot{Q}_i = 66 + 550 + 10\,550 + 455 = 11\,621 \text{ W}.$$

3.3.3 VÝPOČET TEPELNÝCH ZISKŮ OD VNĚJŠÍCH ZDROJŮ

V prostoru SMD se nenacházejí venkovní okna, pouze okna do prostoru haly elektrovýroby, tepelné zisky od vnějších zdrojů okny jsou tedy nulové. Tepelné zisky větráním budou součástí samotného návrhu chlazení, jelikož pro chlazení bude použito venkovního vzduchu. V této podkapitole tedy budou uvažovány pouze zisky prostupem, přičemž ve styku s venkovním prostředím jsou pouze strop a severní stěna. Jelikož však severní stěna není osluněna a má vysokou akumulaci hmoty, bude její teplota v průběhu nejteplejšího dne průměrně 23 °C, ačkoli vzhledem k difuznímu slunečnímu záření lze počítat s vyšší teplotou. Touto stěnou by tedy docházelo spíše k tepelným ztrátám, na ty však nelze spoléhat. Severní stěna tedy nebude uvažována. Tepelné zisky od vnějších zdrojů tak budou uvažovány pouze stropem, tedy

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{st}, \quad (45)$$

kde \dot{Q}_{st} [W] prostup tepla stropem.

TEPELNÉ ZISKY STROPEM

Velký vliv na prostup tepla bude mít sluneční záření. Vzhledem k vysoké akumulaci schopnosti nebude uvažováno kolísání prostupu tepla. Výpočet bude proveden pro červenec, kdy jsou nejvyšší teploty venkovního vzduchu. Všechny udávané časové údaje jsou v SEČ, který pro Přelouč dosti přesně odpovídá slunečnímu času.

Jelikož strop svou tloušťkou odpovídá těžké stěně, použije se pro výpočet prostupu tepla vztah

$$\dot{Q}_{st} = U_k \cdot A_k \cdot (t_{rm} - t_i), \quad (46)$$

kde t_{rm} [°C] průměrná rovnícenná sluneční teplota vzduchu za 24 hodin.

Rovnícenná teplota se určí ze vztahu

$$t_r = t_e + \frac{\varepsilon \cdot \dot{I}_c}{\alpha_e}, \quad (47)$$

kde	t_r	[°C]	rovnícenná sluneční teplota vzduchu,
	t_e	[°C]	teplota venkovního vzduchu,
	ε	[-]	součinitel poměrné tepelné pohltivosti pro sluneční radiaci,
	α_e	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla na vnější straně,
	\dot{I}_c	[W·m ⁻²]	intenzita přímé a difuzní sluneční radiace dopadající na střeche.

Teplota venkovního vzduchu se určí ze vztahu

$$t_e = t_{emax} - A \cdot [1 - \sin(15 \cdot \tau - 135)], \quad (48)$$

kde t_{emax} [°C] maximální teplota v příslušném dnu,
 A [K] amplituda kolísání teplot venkovního vzduchu,
 τ [h] sluneční čas.

Intenzita přímé a difuzní sluneční radiace dopadající na střechu byla určena dle vztahu

$$I_c = I_D + I_d, \quad (49)$$

kde I_D [W·m⁻²] intenzita přímé sluneční radiace dopadající na střechu,
 I_d [W·m⁻²] intenzita difuzní sluneční radiace dopadající na střechu.

Intenzita přímé sluneční radiace dopadající na střechu byla vypočtena ze vztahu

$$I_D = I_{Dk} \cdot \cos(90 - h), \quad (50)$$

kde I_{Dk} [W·m⁻²] intenzita přímé sluneční radiace na plochu kolmou
k slunečním paprskům,
 h [°] výška slunce nad obzorem.

Intenzita přímé sluneční radiace na plochu kolmou k slunečním paprskům se spočítá dle vztahu

$$I_{Dk} = I_0 \cdot e^{-\frac{z}{10} \left(\frac{16000 - nmv}{16000 + nmv \sin h} \right)^{0,8}}, \quad (51)$$

kde I_0 [W·m⁻²] sluneční konstanta,
 z [-] součinitel znečištění atmosféry,
 nmv [m] nadmořská výška.

Výška slunce nad obzorem byla určena ze vztahu

$$h = \arcsin(\sin \delta \cdot \sin \psi - \cos \delta \cdot \cos \psi \cdot \cos(15 \cdot \tau)), \quad (52)$$

kde δ [°] sluneční deklinace,
 ψ [°] zeměpisná šířka.

Sluneční deklinace se určí ze vztahu

$$\delta = 23,5 \cdot \sin|(M - 1) \cdot 30 + D - 81|, \quad (53)$$

kde M [-] pořadí měsíce v roce,
 D [-] pořadí dne v měsíci.

Intenzita difuzní sluneční radiace dopadající na střechu byla určena dle vztahu

$$I_d = (1350 - I_{Dk}) \cdot \frac{\sin h}{3}. \quad (54)$$

PŘÍKLAD VÝPOČTU PROSTUPU STROPEM

Příklad výpočtu bude uveden pro 15 hodin SEČ (16 h SELČ), kdy jsou venkovní teploty a tedy i celkové zisky od vnějších zdrojů největší.

Jelikož je výpočet proveden pro 21. července, je sluneční deklinace

$$\delta = 23,5 \cdot \sin|(7 - 1) \cdot 30 + 21 - 81| = 20,4^\circ.$$

Jelikož se budova nachází na 50. stupni severní šířky, výška slunce nad obzorem je

$$h = \arcsin(\sin 20,4 \cdot \sin 50 - \cos 20,4 \cdot \cos 50 \cdot \cos(15 \cdot 15)) = 43,8^\circ.$$

Budova se nachází v nadmořské výšce 215 m. Sluneční konstanta je uvažována $I_0 = 1350 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. Pro červenec je dle normy doporučená hodnota součinitele znečištění atmosféry $z = 5,0$. Intenzita přímé sluneční radiace kolmo k slunečním paprskům tedy je

$$I_{Dk} = 1350 \cdot e^{-\frac{5}{10} \left(\frac{16000 - 215}{16000 + 215} \cdot \frac{1}{\sin 43,8} \right)^{0,8}} = 703,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}.$$

Intenzita přímé sluneční radiace dopadající na střechu je

$$I_D = 703,8 \cdot \cos(90 - 43,8) = 487,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}.$$

Intenzita difuzní sluneční radiace dopadající na střechu je

$$I_d = (1350 - 703,8) \cdot \frac{\sin 43,8}{3} = 149,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}.$$

Intenzita celkové sluneční radiace dopadající na střechu tedy je

$$I_c = 487,5 + 149,2 = 636,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}.$$

Norma doporučuje pro červenec maximální teplotu 30°C a amplitudu 7 K. V 15 hodin tedy bude teplota vzduchu

$$t_e = 30 - 7 \cdot [1 - \sin(15 \cdot 15 - 135)] = 30^\circ\text{C}.$$

Součinitel poměrné tepelné pohltivosti pro sluneční radiaci má dle normy hodnotu 0,6. Součinitel přestupu tepla na vodorovné ploše má dle normy hodnotu $8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Rovnocenná sluneční teplota v 15 hodin tedy bude

$$t_r = 30 + \frac{0,6 \cdot 636,6}{8} = 77,7^\circ\text{C}.$$

Rovnocenné sluneční teploty byly vypočteny pro každou hodinu během dne, průměrná hodnota během dne je 46,1 °C.

Tepelné zisky prostupem stropem tedy budou

$$\dot{Q}_{st} = 1,14 \cdot 74,23 \cdot (46,1 - 25) = 1786 \text{ W}.$$

Jelikož tepelné zisky z vnějšího prostředí jsou uvažovány pouze stropem, pak platí

$$\dot{Q}_e = 1786 \text{ W}.$$

3.3.4 CELKOVÉ TEPELNÉ ZISKY

Celkové tepelné zisky tedy jsou

$$\dot{Q}_{tz} = 11\,621 + 1786 = 13\,407 \text{ W}.$$

Vzhledem k obvykle dvousměnnému provozu a značným akumulacím schopnostem stavebních konstrukcí a zařízení v místnosti lze uvažovat snížení tepelných zisků na průměrnou hodnotu během dne, tedy

$$\dot{Q}_{tzp} = \frac{2}{3} \cdot \dot{Q}_{tz},$$

kde \dot{Q}_{tzp} [W] průměrné tepelné zisky během dne.

Po dosazení tedy průměrné tepelné zisky během dne jsou

$$\dot{Q}_{tzp} = \frac{2}{3} \cdot 13\,407 = 8938 \text{ W}.$$

Aby byla možná akumulace tepla do konstrukcí, musí docházet ke kolísání vnitřní teploty, která bude nejnižších hodnot dosahovat před začátkem ranní směny a nejvyšších hodnot ke konci odpolední směny.

3.4 VOLBA JEDNOTKY

Pro chlazení prostoru bude použita jednotka pro zpětné získávání tepla ELAIR 6 A/C s možností práce v režimu chlazení. Tato jednotka prostřednictvím tepelného čerpadla v zimě ohřeje venkovní vzduch vstupující do místnosti a zároveň ochladí odpadní vzduch odváděný ven, v létě naopak ochladí venkovní vzduch vstupující do místnosti a zároveň ohřeje odpadní vzduch odváděný ven. Průtok vzduchu přes jednotku je možné spojitě regulovat v rozsahu od 500 m³·h⁻¹ do 1450 m³·h⁻¹. Při maximálním průtoku dokáže jednotka ohřát vzduch o teplotě 5 °C na teplotu 29 °C či ochladit vzduch o teplotě 35 °C na teplotu 18 °C. Jmenovitý výkon jednotky je 6 kW.



Obr. 9 Jednotka pro zpětné získávání tepla ELAIR 6 A/C

V jednotce jsou umístěny čtyři výměníky, přičemž vždy dva slouží jako výparníky a dva jako kondenzátory. Každý výměník je opatřen vlastním přívodem vzduchu, odvod vzduchu je pak pro oba výparníky i oba kondenzátory společný. Díky tomu je možné jednotku používat z poloviny jako cirkulační a z poloviny jako větrací. Jednotka je vybavena bezdrátovým digitálním termostatem, který řídí činnost jednotky v závislosti na teplotě vnitřního vzduchu. Kompresor je vybaven vyhříváním, které se automaticky spustí při nečinnosti kompresoru při teplotách pod 2 °C, aby se kompresor dostal na pracovní teplotu. Kompresor je pístový, je použito chladivo R407C [16].

3.4.1 KONTROLA VÝKONU JEDNOTKY

Chladicí výkon jednotky se určí ze vztahu

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{V}_v \cdot \rho_v \cdot c_p \cdot (t_{in} - t_{out}), \quad (55)$$

kde	\dot{Q}_{ch}	[W]	chladicí výkon jednotky,
	\dot{V}_v	[m ³ ·h ⁻¹]	průtok vzduchu jednotkou,
	ρ_v	[kg·m ⁻³]	hustota vzduchu,
	c_p	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	tepelná kapacita vzduchu,
	t_{in}	[°C]	teplota vzduchu na vstupu do jednotky,
	t_{out}	[°C]	teplota vzduchu na výstupu z jednotky.

Dle [16] jednotka při nastaveném maximálním průtoku $\dot{V}_v = 1450 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ochladí venkovní vzduch z teploty $t_e = 25 \text{ °C}$ na teplotu $t_{out} = 12 \text{ °C}$. Hustota vzduchu je uvažována $\rho_v = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, tepelná kapacita vzduchu $c_p = 1000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Chladicí výkon jednotky tedy je

$$\dot{Q}_{ch} = \frac{1450}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1000 \cdot (25 - 12) = 6283 \text{ W}.$$

Jelikož jednotka používá k chlazení okolní vzduch, je třeba počítat i s chladicím výkonem samotného větrání. Ten se vypočte ze vztahu

$$\dot{Q}_{chv} = \dot{V}_v \cdot \rho_v \cdot c_p \cdot (t_i - t_m), \quad (56)$$

kde \dot{Q}_{chv} [W] průměrný chladicí výkon větráním,
 t_m [°C] střední teplota během dne.

Jelikož během nejteplejšího dne je průměrná teplota vzduchu $t_m = 23$ °C [7], je průměrný chladicí výkon větráním

$$\dot{Q}_{chv} = \frac{1450}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1000 \cdot (25 - 23) = 967 \text{ W}.$$

Celkový chladicí výkon jednotky se vypočte dle vztahu

$$\dot{Q}_{chc} = \dot{Q}_{ch} + \dot{Q}_{chv}, \quad (57)$$

kde \dot{Q}_{chc} [W] celkový chladicí výkon jednotky.

Po dosazení je chladicí výkon jednotky

$$\dot{Q}_{chc} = 6283 + 967 = 7250 \text{ W}.$$

Výkon jednotky tedy těsně nepostačuje, investice do dvou jednotek by však byla neekonomická. Případné občasné překročení požadované vnitřní teploty bude jistě ekonomicky schůdnější, než zbytečně vysoký chladicí výkon. Předpokladem pro správné chlazení bude nepřetržitý chod jednotky během nejteplejších dnů, čímž budou dostatečně vychlazeny akumulární hmoty.

3.4.2 INTENZITA VÝMĚNY VZDUCHU V MÍSTNOSTI

Pro představu, jak intenzivní větrání jednotka zajistí, se vypočte intenzita výměny vzduchu ze vztahu

$$n = \frac{\dot{V}_v}{V_i}, \quad (58)$$

kde n [h⁻¹] počet výměn vzduchu,
 V_i [m³] vnitřní objem místnosti.

Při vnitřním objemu místnosti $V_i = 199,7 \text{ m}^3$ je intenzita výměny vzduchu

$$n = \frac{1450}{199,7} = 7,26 \text{ h}^{-1}.$$

3.5 NÁVRH VZDUCHOVODŮ

VEDENÍ VZDUCHOVODŮ

Jednotka bude umístěna v místnosti 242. Vzduchovody pro přívod venkovního vzduchu a odvod odpadního vzduchu budou vedeny severní zdí, přičemž vzduchovod pro přívod venkovního vzduchu bude opatřen protidešťovou žaluzií Mandík PDZM [19]. Vzduchovod pro přívod větracího vzduchu bude veden nad linkou SMD přes celou místnost. Zde budou umístěny vyústky na kruhové potrubí IMOS-TR [18] namířené na strop, aby přímý proud chladného vzduchu nepůsobil negativně na obsluhu a stroje. Odvodní vzduchovod bude umístěn na druhém konci místnosti v blízkosti pece. Vedení vzduchovodů je uvedeno ve výkresové dokumentaci.

DIMENZOVÁNÍ VZDUCHOVODŮ

Otvory pro vzduch vstupující do jednotky mají průměr 4 x 150 mm, otvory pro vzduch vystupující z jednotky mají průměr 2 x 200 mm [16]. Tyto rozměry se tedy použijí i pro vzduchovody, provede se pouze kontrola tlakových ztrát.

3.5.1 TLAKOVÉ ZTRÁTY

Tlakové ztráty vzduchovodů byly určeny ze vztahu

$$\Delta p_v = \sum \Delta p_s + \Delta p_d, \quad (59)$$

kde	Δp_v	[Pa]	tlakové ztráty vzduchovodu,
	Δp_p	[Pa]	ztráty statického tlaku jednotlivých prvků,
	Δp_d	[Pa]	ztráta dynamického tlaku koncového prvku.

Ztráty statického tlaku jednotlivých prvků byly určeny ze vztahu

$$\Delta p_s = (\xi_D + \xi_M) \cdot \rho_v \cdot \frac{w^2}{2}, \quad (60)$$

kde	ξ_D	[-]	součinitel délkové tlakové ztráty,
	ξ_M	[-]	součinitel místní tlakové ztráty,
	w	[m·s ⁻¹]	rychlost proudění vzduchu.

Součinitel délkové tlakové ztráty se určí ze vztahu

$$\xi_D = \frac{\lambda}{d} \cdot l, \quad (61)$$

kde	λ	[-]	součinitel tření v potrubí,
	d	[m]	průměr potrubí,
	l	[m]	délka úseku.

Součinitel tření potrubí se určí ze vztahu

$$\lambda = \frac{0,28}{\left[\log \left(\frac{5,5 \cdot d}{\varepsilon + \frac{55 \cdot d}{Re}} \right) \right]^2} [2], \quad (62)$$

kde ε [m] ekvivalentní drsnost stěn potrubí,
 Re [-] Reynoldsovo číslo.

Reynoldsovo číslo se určí ze vztahu

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}, \quad (63)$$

kde ν [m²·s⁻¹] kinematická viskozita vzduchu.

Rychlost proudění vzduchu se určí ze vztahu

$$w = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot d^2}, \quad (64)$$

kde \dot{V} [m³·s⁻¹] objemový tok vzduchu.

Součinitel místní ztráty pro oblouky se určí ze vztahu

$$\xi_M = \frac{0,21}{\sqrt{\frac{r}{d}}} [2], \quad (65)$$

kde r [m] poloměr osy oblouku.

Pro ostatní prvky jsou součinitele místní ztráty uvedeny v dokumentaci, případně je přímo určena tlaková ztráta.

Ztráta dynamického tlaku, pokud není zahrnuta v místní ztrátě koncového prvku, se vypočte dle vztahu

$$\Delta p_d = \rho_v \cdot \frac{w^2}{2}. \quad (66)$$

PŘÍKLAD VÝPOČTU TLAKOVÉ ZTRÁTY

Příklad výpočtu tlakové ztráty bude uveden pro výtlačnou větev z jednotky ELAIR k vyústkám do místnosti.

Průtok potrubím je $\dot{V}=1450 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$, průměr potrubí je $d=0,2 \text{ m}$, rychlost proudění tedy je

$$w = \frac{4 \cdot \frac{1450}{3600}}{\pi \cdot 0,2^2} = 12,82 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Při kinematické viskozitě vzduchu $\nu = 15,07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ [2] je Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{12,82 \cdot 0,2}{15,07 \cdot 10^{-6}} = 170\,150.$$

Pro uvažovanou drsnost potrubí $\varepsilon = 0,15 \text{ mm}$ je součinitel délkových ztrát

$$\lambda = \frac{0,28}{\left[\log \left(\frac{5,5 \cdot 0,2}{\frac{0,15}{1000} + \frac{55 \cdot 0,2}{170\,150}} \right) \right]^2} = 0,0203.$$

Při celkové délce výtlačného potrubí $l = 19,64 \text{ m}$ je součinitel délkové tlakové ztráty

$$\xi_D = \frac{0,0203}{0,2} \cdot 19,64 = 1,998.$$

Na úseku jsou tři oblouky o poloměru $r = 0,3 \text{ m}$, součinitel místní ztráty v obloucích tedy je

$$\xi_M = \frac{0,21}{\sqrt{\frac{0,3}{0,2}}} \cdot 3 = 0,514.$$

Ztráta statického tlaku v potrubí tedy je

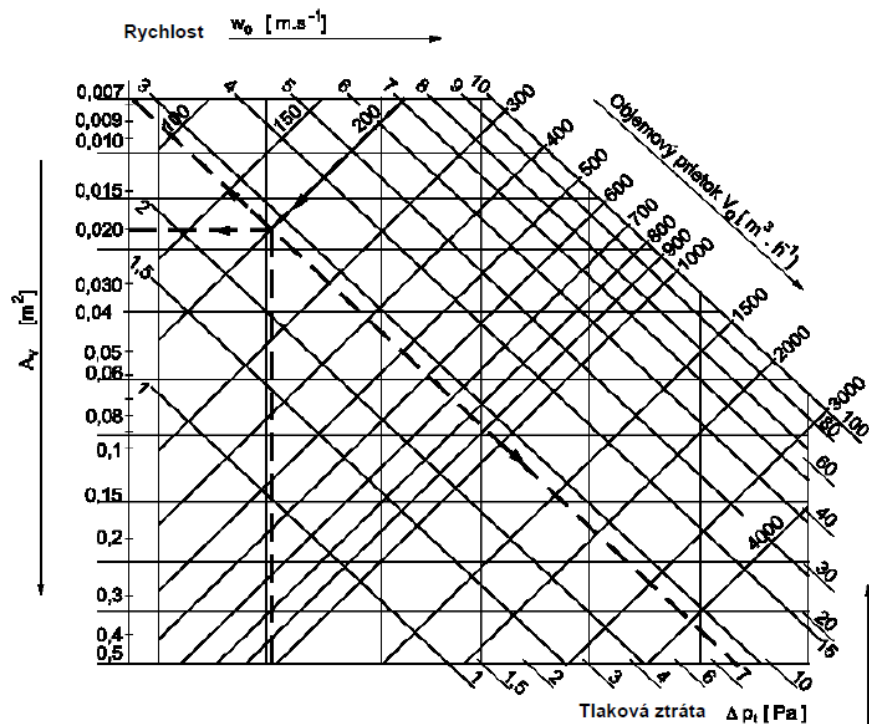
$$\Delta p_s = (1,998 + 0,514) \cdot 1,2 \cdot \frac{12,82^2}{2} = 248 \text{ Pa}.$$

Pro vyústky byla navržena výtoková rychlost okolo $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Zvoleny byly tři vyústky o volném průřezu $0,042 \text{ m}^2$. Z diagramu na obr. 10 vyplývá, že při průtoku $483,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ připadajícím na jednu vyústku je tlaková ztráta vyústky 10 Pa .

Celková ztráta statického tlaku výtlačného potrubí tedy je

$$\Delta p_v = 248 + 10 = 258 \text{ Pa}.$$

Celková ztráta přívodního vzduchovodu včetně sací větve je 416 Pa . Celková ztráta odvodního vzduchovodu je 386 Pa .

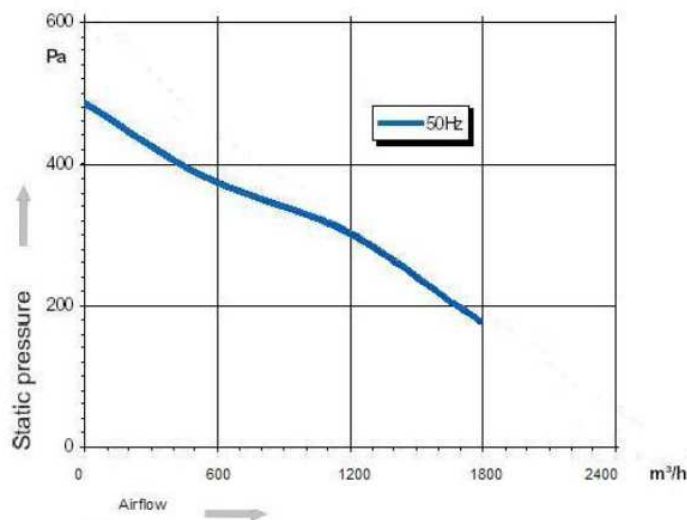


Obr. 10 Diagram tlakové ztráty výústky IMOS-TR [18]

3.5.2 KONTROLA VÝKONU VENTILÁTORU

Je nutné ověřit, zda je ventilátor při vypočtené tlakové ztrátě schopen dopravit vypočtené množství vzduchu. Charakteristika ventilátoru v jednotce ELAIR 6 A/C je uvedena na obr. 11.

Průtoková křivka ventilátorů :



Svislá osa : Tlak (Pa)
 Vodorovná osa : Průtok vzduchu (m³ / hod.)
 Bez elektronické regulace průtoku vzduchu

Obr. 11 Průtoková charakteristika ventilátorů v jednotce ELAIR 6 A/C.

Z diagramu vyplývá, že požadované množství vzduchu není ventilátor schopen dopravit, je proto potřeba počítat se snížením dopravovaného množství vzduchu. U přívodního vzduchu bude skutečný průtok $1220 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při tlakové ztrátě 299 Pa a u odváděného vzduchu $1260 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při tlakové ztrátě 292 Pa. Dojde tedy i k mírnému snížení chladicího výkonu jednotky, snížení průtoku však bude částečně kompenzováno snížením teploty přívodního vzduchu.

3.6 SEZNAM MATERIÁLU

Seznam materiálu potřebného ke zhotovení navrženého chlazení je uveden v tab. 16.

Tab. 16 Seznam materiálu

Název položky	Pozice	Množství	Jednotka
Ventilační jednotka s aktivní rekuperací ELAIR 6 A/C	3.01	1	ks
Vyústka na kruhové potrubí IMOS-TR P 2-1225x75	3.02	3	ks
Protidešťová žaluzie Mandík PDZM	3.03	2	ks
Spiro potrubí 150 mm, 0,95 m	3.04	2	ks
Spiro potrubí 150 mm, 2,165 m	3.05	1	ks
Spiro potrubí 150 mm, 2,415 m	3.06	1	ks
Spiro potrubí 150 mm, 1,5 m	3.07	1	ks
Spiro potrubí 150 mm, 1,25 m	3.08	1	ks
Spiro potrubí 200 mm, 3 m	3.09	5	ks
Spiro potrubí 200 mm, 1,7 m	3.10	1	ks
Spiro potrubí 200 mm, 1,29 m	3.11	1	ks
Spiro potrubí 200 mm, 0,8 m	3.12	1	ks
Spiro potrubí 200 mm, 0,9 m	3.13	1	ks
Spiro potrubí 200 mm, 0,24 m	3.14	1	ks
Oblouk hladký 150 mm, 90 °	3.15	4	ks
Oblouk hladký 200 mm, 90 °	3.16	5	ks

4 VĚTRÁNÍ HALY KOVOVÝROBY

4.1 POPIS SITUACE

Hala kovovýroby byla přistavěna k severní části původní budovy. Jelikož se v horním podlaží nachází hala elektrovýroby, je strop v hale kovovýroby poměrně nízký. Větrání haly se ukázalo jako problematické a nebylo dosud uspokojivě vyřešeno. Jedinými větracími prvky jsou ventilátory umístěné v severní části haly, přívod vzduchu je řešen otevřenými dveřmi, což v zimním období nelze aplikovat. Úkolem této části práce tedy je navrhnout nový systém odvětrání haly a vyřešení přívodu vzduchu.

Z jižní strany k hale přiléhají prostory s vysekávacími lisy. Tyto výkonné stroje produkují značné množství odpadního tepla, které lze použít k předehřevu větracího vzduchu. Díky tomu bude možné ušetřit elektrickou energii, která se nyní k vytápění haly kovovýroby používá prostřednictvím přímotopů.

U západního vstupu do haly se nachází kancelář kovovýroby, která nebude součástí řešení, jelikož se jedná o malý, tichý a poměrně čistý prostor. Zde pro větrání postačí okna a vytápění elektrickými přímotopy je vzhledem k vysokým slunečním i vnitřním ziskům přijatelným řešením.

4.2 POŽADOVANÉ MNOŽSTVÍ VZDUCHU

Množství škodlivin vznikajících v hale při provozu technologií není tak významné, aby si vyžadovalo navýšení množství větracího vzduchu. Množství vzduchu tedy bude odvozeno od počtu lidí a jejich činnosti, tedy

$$\dot{V}_c = \dot{V}_l \cdot i_l, \quad (67)$$

kde	\dot{V}_c	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$	celkové požadované množství vzduchu,
	\dot{V}_l	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$	požadované množství vzduchu na osobu,
	i_l	$[-]$	počet osob.

Práce na dílně odpovídá převážně třídě práce IIa a IIb dle NV361-2007[8]. Pro danou činnost je vyžadováno $\dot{V}_l = 70 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ vzduchu na zaměstnance [8]. V hale probíhá obvykle dvousměnný provoz, v případě vysokého počtu zakázek se částečně přistupuje i k třísměnnému. Nejvyšší obsazení haly nastává na ranní směně, kdy se na hale nachází přibližně 25 pracovníků. Požadované množství vzduchu tedy bude

$$\dot{V}_c = 70 \cdot 25 = 1750 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}.$$

4.3 ZDROJE TEPLA

V současné době je vytápění haly řešeno přímotopy o celkovém výkonu 30 kW. Novým hlavním zdrojem tepla budou dva vysekávací lisy v prostoru jižně od haly. Každý vysekávací lis má příkon 37 kW, který zahrnuje i výkon laserové řezací hlavy. Vzhledem k tomu, že řezání laserem se u lisů příliš nepoužívá, bude uvažován průměrný výkon 20 kW na jeden lis. Ohřátý vzduch z prostoru lisů bude dopravován na halu, přičemž k lisům bude přiváděn venkovní vzduch. Jelikož existující přímotopy neumožní přehřívát přívodní vzduch, bude jeho dohřev řešen elektrickým ohřívačem. Jeho použití se předpokládá v době, kdy v prostoru vysekávacích lisů není dostatečná teplota, tedy zejména na začátku ranní směny.

Požadovaný výkon ohřívače je

$$\dot{Q}_o = \frac{\dot{V}_c}{3600} \cdot \rho_v \cdot c_p \cdot (t_{in} - t_e), \quad (68)$$

kde	\dot{Q}_o	[W]	požadovaný výkon ohřívače,
	ρ_v	[kg·m ⁻³]	hustota vzduchu,
	c_p	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	tepelná kapacita vzduchu,
	t_{in}	[°C]	teplota přívodního vzduchu,
	t_e	[°C]	výpočtová teplota venkovního vzduchu.

Pro dimenzování ohřívače bude uvažováno s poklesem průtoku přiváděného vzduchu na polovinu, což nařízení vlády při nízkých teplotách dovoluje. Hustota vzduchu je uvažována $\rho_v = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, tepelná kapacita vzduchu $c_p = 1000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Požadovaná teplota bude vycházet z činnosti pracovníků, pro třídu IIa je požadována minimální operativní teplota 18 °C, optimální pak 20 °C [8]. Klimatizace nebude v pracovním prostoru řešena. Teplota přívodního vzduchu bude uvažována stejná jako minimální operativní teplota, tedy $t_{in} = 18 \text{ °C}$, jelikož tepelné ztráty mohou být nadále pokryty elektrickými přímotopy. Výpočtová teplota venkovního vzduchu je $t_e = -15 \text{ °C}$ (o 3 K nižší než pro vytápění). Požadovaný výkon ohřívače tedy je

$$\dot{Q}_o = \frac{1750}{2 \cdot 3600} \cdot 1,2 \cdot 1000 \cdot (18 - (-15)) = 9625 \text{ W}.$$

Jelikož výrobci nabízejí ohřívače s výkony odstupňovanými po 3 kW, byl zvolen výkon 9 kW, neboť výkon 12 kW už by byl zbytečně předimenzovaný. Byl zvolen třífázový elektrický ohřívač MBE 355/9,0 [20].

4.4 VEDENÍ POTRUBÍ

Z prostoru u obou lisů budou vedeny vlastní větve potrubí, které se spojí západně od dělící zdi T-kusem s vývodem nahoru. Dále bude v prostoru s vysekávacími lisy zřízena svislá větev pro přívod venkovního vzduchu ze střechy opatřená nasávací hlavicí IMOS-NH [21]. Tato větev bude sloužit v době, kdy v prostoru lisů nebude dostatečná teplota, a bude napojena na větev od lisů T-kusem s vývodem směřujícím k hale kovovýroby. Obě větve od lisů a větev ze střechy budou obsahovat regulační klapku Mandík RKKTM [22].

Pro ochranu před znečištěním z prostoru lisů a z venkovního prostředí bude před vstupem do haly kovovýroby osazen filtrační box FLK-B [23]. Dále bude umístěn ventilátor, jehož volba bude popsána v podkapitole 4.7. Vzhledem k značnému hluku v prostoru lisů bude použit tlumič hluku IMOS-THR [24]. Aby zůstaly odděleny požární úseky, je třeba také použít požární klapku, zvolena byla požární klapka Mandík FDMC [25]. Za požární klapkou bude umístěn ohříváč vzduchu zvolený v podkapitole 4.3.

Vzhledem k nízkému stropu by bylo problematické vést potrubí přes celou halu kovovýroby. Potrubí proto povede podél zdi a bude osazeno vyústkami na kruhové potrubí IMOS-TR [18]. Vedení potrubí je uvedeno ve výkresové dokumentaci.

Odvod vzduchu bude stejně jako v současné době řešen na severní straně pomocí ventilátorů.

4.5 DIMENZOVÁNÍ POTRUBÍ

Optimální průměr potrubí byl určen dle vztahu

$$d_{opt} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{\dot{V}_c}{3600}}{\pi \cdot w_{opt}}}, \quad (69)$$

kde	d_{opt}	[m]	optimální průměr potrubí,
	w_{opt}	[m·s ⁻¹]	optimální rychlost proudícího vzduchu

Průměr potrubí byl zvolen tak, aby se rychlost v něm pohybovala okolo 5 m·s⁻¹. U potrubí od lisů bude u obou větví uvažován celkový průtok pro případ, že bude v provozu jenom jeden lis. Na hale se průměry nebudou měnit vzhledem k malé délce potrubí a pro snadnější dosažení rovnoměrné distribuce vzduchu. Všechna potrubí tedy budou mít průměr

$$d_{opt} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{1750}{3600}}{\pi \cdot 5}} = 0,352 \text{ m}.$$

Byl zvolen průměr $d = 355 \text{ mm}$.

4.6 TLAKOVÉ ZTRÁTY

Tlakové ztráty vzduchovodů byly určeny ze vztahu

$$\Delta p_v = \sum \Delta p_s + \Delta p_d, \quad (70)$$

kde	Δp_v	[Pa]	tlakové ztráty vzduchovodu,
	Δp_p	[Pa]	ztráty statického tlaku jednotlivých prvků,
	Δp_d	[Pa]	ztráta dynamického tlaku koncového prvku.

Ztráty statického tlaku jednotlivých prvků byly určeny ze vztahu

$$\Delta p_s = (\xi_D + \xi_M) \cdot \rho_v \cdot \frac{w^2}{2}, \quad (71)$$

kde	ξ_D	[-]	součinitel délkové tlakové ztráty,
	ξ_M	[-]	součinitel místní tlakové ztráty,
	w	[m·s ⁻¹]	rychlost proudění vzduchu.

Součinitel délkové tlakové ztráty se určí ze vztahu

$$\xi_D = \frac{\lambda}{d} \cdot l, \quad (72)$$

kde	λ	[-]	součinitel tření v potrubí,
	d	[m]	průměr potrubí,
	l	[m]	délka úseku.

Součinitel tření potrubí se určí ze vztahu

$$\lambda = \frac{0,28}{\left[\log \left(\frac{5,5 \cdot d}{\varepsilon + \frac{55 \cdot d}{Re}} \right) \right]^2} [2], \quad (73)$$

kde	ε	[m]	ekvivalentní drsnost stěn potrubí,
	Re	[-]	Reynoldsovo číslo.

Reynoldsovo číslo se určí ze vztahu

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}, \quad (74)$$

kde ν [m²·s⁻¹] kinematická viskozita vzduchu.

Rychlost proudění vzduchu se určí ze vztahu

$$w = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot d^2}, \quad (75)$$

kde \dot{V} [m³·s⁻¹] objemový tok vzduchu.

Součinitel místní ztráty pro oblouky se určí ze vztahu

$$\xi_M = \frac{0,21}{\sqrt{\frac{r}{d}}} [2], \quad (76)$$

kde r [m] poloměr osy oblouku.

Pro ostatní prvky jsou součinitele místní ztráty uvedeny v dokumentaci, případně je přímo určena tlaková ztráta.

Ztráta dynamického tlaku, pokud není zahrnuta v místní ztrátě koncového prvku, se vypočte dle vztahu

$$\Delta p_d = \rho_v \cdot \frac{w^2}{2}. \quad (77)$$

PŘÍKLAD VÝPOČTU TLAKOVÉ ZTRÁTY

Příklad výpočtu tlakové ztráty bude uveden pro větev sací větve ze střechy až po přívod do haly první vyústkou. Jelikož je potřeba řešit nejhorší případ, bude uvažován průtok veškerého vzduchu ze střechy.

Průtok potrubím je $\dot{V} = 1750 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, průměr potrubí je $\dot{V} = 0,355 \text{ m}$, rychlost proudění tedy je

$$w = \frac{4 \cdot \frac{1750}{3600}}{\pi \cdot 0,355^2} = 4,91 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Při kinematické viskozitě vzduchu $\nu = 15,07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ [2] je Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{4,91 \cdot 0,355}{15,07 \cdot 10^{-6}} = 115\,692.$$

Pro uvažovanou drsnost potrubí $\varepsilon = 0,15 \text{ mm}$ je součinitel délkových ztrát

$$\lambda = \frac{0,28}{\left[\log \left(\frac{5,5 \cdot 0,355}{\frac{0,15}{1000} + \frac{55 \cdot 0,355}{115\,692}} \right) \right]^2} = 0,0195.$$

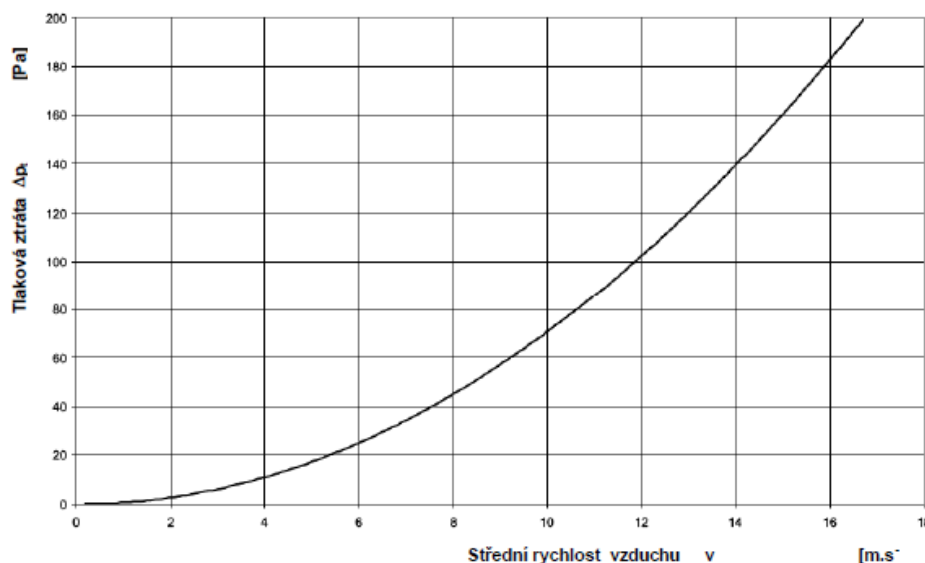
Při celkové délce potrubí až k první vyústce $l = 8,07$ m je součinitel délkové tlakové ztráty

$$\xi_D = \frac{0,0195}{0,355} \cdot 8,07 = 0,444.$$

Poloměr oblouku je $r = 0,533$ m, místní ztráta v oblouku tedy je

$$\xi_M = \frac{0,21}{\sqrt{\frac{0,533}{0,355}}} = 0,171.$$

Jelikož T-kusem proudí vzduch pouze do odbočky, byl uvažován součinitel místní ztráty pro koleno, který činí $\xi_M = 1,15$ [2]. Pro požární klapku je pro zvolený průměr součinitel místní ztráty $\xi_M = 0,116$ [25]. Pro ostatní prvky je uvedena přímo tlaková ztráta v závislosti na průtoku nebo rychlosti proudění. Příklad diagramu je uveden na obr. 12.



Obr. 12 Tlaková ztráta tlumiče hluku IMOS-THRS [24]

Pro rychlost $4,91 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je tlaková ztráta tlumiče hluku $\Delta p_s = 18 \text{ Pa}$. Pro nasávací hlavici je ztráta $\Delta p_s = 35 \text{ Pa}$, pro klapku $\Delta p_s = 2,5 \text{ Pa}$, pro filtr $\Delta p_s = 60 \text{ Pa}$ a pro ohřívač $\Delta p_s = 10 \text{ Pa}$. Ztráta statického tlaku v potrubí tedy je

$$\Delta p_s = (0,444 + 0,171 + 1,15 + 0,116) \cdot 1,2 \cdot \frac{4,91^2}{2} + 18 + 35 + 2,5 + 60 + 10 = 153 \text{ Pa}.$$

Ve zbývajících částech potrubí k poslední vyústce je tlaková ztráta $\Delta p_s = 17 \text{ Pa}$. Tato ztráta zahrnuje i vyústku samotnou včetně ztráty dynamického tlaku. Celková ztráta od nasávací hlavičky k poslední vyústce tedy je

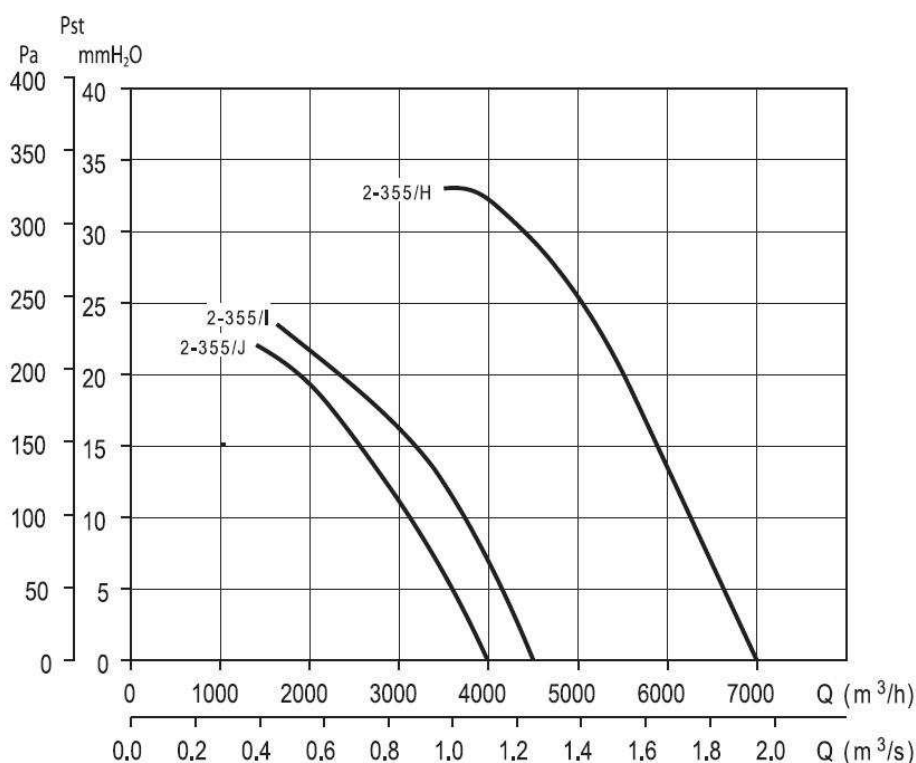
$$\Delta p_v = 153 + 17 = 170 \text{ Pa}.$$

Při zvolené vyústce o volném průřezu $0,042 \text{ m}^2$ je výtoková rychlost z vyústky $3,86 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [18]. Tato hodnota je vzhledem k vysoké teplotě přiváděného vzduchu vyhovující, navíc se v okolí vyústek nacházejí spíše skladovací prostory.

Tlaková ztráta od vysekávacího lisu k poslední vyústce dosahuje $\Delta p_v = 154 \text{ Pa}$. Je tedy nižší, pro výběr ventilátoru bude určující hodnota $\Delta p_v = 170 \text{ Pa}$.

4.7 VOLBA VENTILÁTORU

Ventilátor musí být schopen při průtoku $1750 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ vyvolat přetlak 170 Pa . Jedná se o velice nízkou tlakovou ztrátu, proto je vhodné použít axiální ventilátor. Byl zvolen axiální ventilátor TCBB/2-355 J-A o výkonu 460 W [26], jeho průtoková charakteristika je uvedena na obr. 13.



Obr. 13 Charakteristika ventilátoru TCBB/2-355 [26]

4.8 REGULACE

Regulace sestává z volby množství vzduchu a volby teploty vzduchu na přívodu.

Množství vzduchu bude regulováno otáčkami ventilátoru. Hodnota bude manuálně nastavitelná z prostoru haly kovovýroby. Bude tedy možné přizpůsobit množství vzduchu obsazenosti haly například na odpolední směně. V létě také bude možné nastavit vyšší průtok vzduchu pro lepší odvod tepelné zátěže a dosažení nižší pocitové teploty, případně pro vychlazení haly přes noc.

Teplota vzduchu na přívodu bude primárně regulována klapkami. Teplejší vzduch bude k dispozici od lisů, zatímco chladnější z venku. Klapky od lisů budou vždy uzavřeny v době, kdy teplota u lisů bude nižší než 18 °C, jelikož lisy vyžadují při nižší teplotě temperování. V případě nízké teploty přiváděného vzduchu bude spuštěn elektrický ohřívač. Požadovaná teplota vzduchu bude nastavitelná z prostoru haly kovovýroby.

4.9 SEZNAM MATERIÁLU

Seznam materiálu potřebného ke zhotovení navrženého chlazení je uveden v tab. 17.

Tab. 17 Seznam materiálu

Název položky	Pozice	Množství	Jednotka
Elektrický ohřívač MBE 355/9,0	4.01	1	ks
Nasávací hlavice IMOS-NH1 355	4.02	1	ks
Regulační klapka Mandík RKKTM 355	4.03	3	ks
Filtrační box FLK-B-355	4.04	1	ks
Tlumič hluku IMOS-THR-5-355	4.05	1	ks
Požární klapka Mandík FDMC 355	4.06	1	ks
Vyústka na kruhové potrubí IMOS-TR P 2-1225x75	4.07	3	ks
Axiální ventilátor TCBB/2-355 J-A	4.08	1	ks
Odbočka jednostranná 90 ° - 355-355	4.09	2	ks
Spiro potrubí 355 mm, 3 m	4.10	6	ks
Spiro potrubí 355 mm, 1,425 m	4.11	1	ks
Spiro potrubí 355 mm, 0,9 m	4.12	1	ks
Spiro potrubí 355 mm, 0,505 m	4.13	1	ks
Oblouk segmentový 355 mm, 90 °	4.14	1	ks

ZÁVĚR

Diplomová práce sestává ze tří částí řešících vytápění a vzduchotechniku ve firmě ELMET, spol s r.o.

Prvním cílem diplomové práce bylo navrhnout rekonstrukci zastaralé otopné soustavy v hlavní budově.

Nejprve byly určeny tepelné ztráty objektu, které činí 144 725 W. Dále byly zvoleny zdroje tepla. Budova byla rozdělena na tři části a v každé z nich byl umístěn kondenzační kotel BAXI Luna Duo-Tec MP 1.60 o výkonu 55 kW a tepelné čerpadlo ELAIR 10 UT-V o výkonu 10 kW. Dále byla zvolena střední teplota otopných těles 50 °C a teplotní spád soustavy 55/45 °C. Poté byla navržena jednotlivá otopná tělesa, kterých bylo celkem 167. K tělesům bylo navrženo potrubí tak, aby rychlost vody nepřesahovala 1 m·s⁻¹. V takto navrženém potrubí pak byly vypočteny tlakové ztráty. Po výpočtu tlakových ztrát byl proveden výpočet nastavení termostatických ventilů pro správné hydraulické vyvážení soustavy. Nakonec byly navrženy expanzní nádoby a pojistné ventily a byla navržena regulace. Pro instalaci otopné soustavy byl zpracován seznam materiálu a výkresová dokumentace.

Druhým cílem diplomové práce bylo navrhnout chlazení prostoru osazovací linky SMD.

Nejdříve byl zvolen systém chlazení. Byla zvolena jednotka pro zpětné získávání tepla ELAIR 6 A/C s možností chlazení. Dále byly vypočteny tepelné zisky místnosti. Nejvýraznější příspěvek k vnitřním ziskům mají stroje na osazovací lince, celkové tepelné zisky v místnosti činí 13 407 W. Vzhledem k dvousměnnému provozu byly uvažovány průměrné zisky během dne, které činí 8938 W. Dále byl zjištěn chladicí výkon jednotky. Pro letní období je průměrný chladicí výkon jednotky 7250 W. V období nejvyšších venkovních teplot tedy dále hrozí překročení požadované vnitřní teploty, řešení je však ekonomicky schůdnější než navržení výkonnějšího chlazení. Dále byly navrženy vzduchovody pro přívod a odvod vzduchu z jednotky včetně stanovení tlakové ztráty. Následovalo vypracování seznamu materiálu a výkresové dokumentace.

Třetím cílem diplomové práce bylo navrhnout větrání haly kovovýroby. Nejdříve bylo potřeba stanovit požadované množství vzduchu, které vychází z počtu pracovníků a činí 1750 m³·h⁻¹. Dále byl navržen potřebný výkon elektrického ohřívače přívodního vzduchu, který činí 9 625 W. Navržen byl ohřívač o výkonu 9 kW. Poté bylo navrženo vedení potrubí a jeho dimenzování. K potrubí bylo navrženo potřebné příslušenství. Dále byly určeny tlakové ztráty v potrubí a zvolen potřebný ventilátor. Poté byl popsán způsob regulace. Nakonec byl vypracován seznam materiálu a výkresová dokumentace.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BAŠTA Jiří. *Topenářská příručka: 120 let topenářství v Čechách a na Moravě. Svazek 2.* Říčany: GAS, 2001 1273 s. ISBN 80-86176-83-5.
- [2] CHYSKÝ Jaroslav, HEMZAL Karel. *Větrání a klimatizace.* Brno: BOLIT Brno, 1993, 560 s. ISBN 80-901574-0-8.
- [3] IDELCHIK I. E. *Handbook of Hydraulic Resistance.* Redding, Connecticut, USA: Begell House, 1996, 790 s., ISBN 9781567000740.
- [4] PETRÁŠ Dušan. *Vytápění rodinných a bytových domů.* Praha: Jaga, 2005, 246 s. ISBN 80-8076-020-9.
- [5] VALENTA Vladimír. *Topenářská příručka 3.* Praha: Agentura ČSTZ, 2007, 396 s. ISBN 978-80-86028-13-2.
- [6] ČSN EN 12831. *Tepelné soustavy v budovách – výpočet tepelného výkonu.* Praha: Český normalizační institut, 2005, 76 s.
- [7] ČSN 73 0548. *Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů.* Praha: Český normalizační institut, 1985, 32 s.
- [8] Česká republika. Nařízení vlády ze dne 12. prosince 2007, kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci. 361/2007 Sb.
- [9] *Sanace bývalé prádelny a čistírny Přelouč, Příloha č.* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <<https://www.vhodne-uverejneni.cz/zakazka/sanace-byvale-pradelny-a-cistirny-prelouc>>
- [10] *Kompletní katalog RADIK – Desková otopná tělesa* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <http://www.korado.cz/cs/vyrobky/radik/katalogy_ke_stazeni.shtml>
- [11] *Hodnoty součinitelů místních ztrát – T-kusy – podrobně* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <<http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/24-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-t-kusy-podrobne>>
- [12] *Technické podklady pro projekční a montážní činnost – Luna Duo-Tec MP* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <<http://www.baxi.cz/res/data/006/000756.pdf?seek=1313159331>>
- [13] *ELAIR 10 UT-V – Tepelné čerpadlo vzduch/voda pro ekologické vytápění* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <http://zdravydum.elmet.cz/files/elair_6-10/navod-elair-10-ut-cz.pdf>

- [14] *Expanzní nádoby 'reflex NG a N'* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <<http://www.reflexcz.cz/cz/expanzni-nadoby-reflex-ng-a-n>>
- [15] *Návrh expanzní nádoby* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <<http://www.tzb-info.cz/1156-navrh-expanzni-nadoby>>
- [16] *Ventilační jednotka s aktivní rekuperací ELAIR 6 A/C* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <http://zdravydum.elmet.cz/files/aktivni_rekuperace/navod-elair-6a-c.pdf>
- [17] *Hodnoty součinitelů místních ztrát – zdroje tepla a základní tvarovky potrubí* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <<http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/21-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-zdroje-tepla-a-zakladni-tvarovky-potrubu>>
- [18] *Vyústky na kruhové potrubí IMOS-TR – Technické podmínky* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <http://www.vkv-pardubice.cz/editor/image/stranky3_soubory/vyustky-na-kruhove-potrubu.pdf>
- [19] *Protidešťové žaluzie PDZM* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <http://www.mandik.cz/images/stories/soubory/vyustky_a_ostatni/pdzm/079_01cz_Z3_PDZM.pdf>
- [20] *MBE 355/9,0 – elektrický ohřívač* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <<http://www.ventilatory.net/potrubni-elementy/ohrivace/elektricke-ohrivace/mbe-elektricke-ohrivace-kruhove-potrubu/mbe-355-9-0>>
- [21] *Nasávací hlavice IMOS-NH – technické podmínky* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <http://www.vkv-pardubice.cz/editor/image/stranky3_soubory/nasavaci-hlavice.pdf>
- [22] *Regulační klapka kruhová těsná RKKTM* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <http://www.mandik.cz/images/stories/soubory/regulacni_technika/rkktm/031_03cz_Z3_RKKTM.pdf>
- [23] *Filtrační box FLK-B proti mechanickému znečištění vzduchu* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <<http://www.multivac.cz/produkty/flk-b>>
- [24] *Tlumiče hluku do kruhového potrubí IMOS-THR/THRS – technické podmínky* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <http://www.vkv-pardubice.cz/editor/image/stranky3_soubory/tlumice-hluku-do-kruhoveho-potrubu.pdf>
- [25] *Požární klapka FDMC* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <http://www.mandik.cz/images/stories/soubory/pozarni_technika/fdmc/083_12cz_Z1_FDMC.pdf>

- [26] *TCBB/2-355 J-A axiální ventilátor* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <<http://www.elektrodesign.cz/web/cs/product/tcbb-2-355-j-a-axialni-ventilator>>
- [27] *Mapy Google* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <<http://maps.google.cz/>>
- [28] *Mapy.cz* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <<http://www.mapy.cz/#x=15.571414&y=50.039656&z=17&c=H>>
- [29] *Elmet s. r. o. Přelouč* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <www.elmet.cz>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[-]	směrnice přímky
A	[K]	amplituda kolísání teplot venkovního vzduchu
A_g	[m ²]	plocha podlahové konstrukce
A_k	[m ²]	plocha stavební části
b	[-]	průsečík přímky se svislou osou
B'	[-]	charakteristický parametr
b_u	[-]	teplotní redukční činitel zahrnující teplotní rozdíl mezi teplotou nevytápěného prostoru a venkovní návrhovou teplotou
c_1	[-]	součinitel současnosti chodu strojů
c_{2i}	[-]	zbytkový součinitel při odsávání
c_{3i}	[-]	průměrné zatížení stroje
c_p	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita vody
c_p	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	tepelná kapacita vzduchu
d	[m]	průměr potrubí
d	[m]	tloušťka dané vrstvy
d	[m]	vnitřní průměr potrubí
D	[-]	pořadí dne v měsíci
d_{min}	[m]	minimální vnitřní průměr potrubí
d_{opt}	[m]	optimální průměr potrubí
d_{pp}	[mm]	vnitřní průměr pojistného potrubí
e_k	[-]	korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům
f_{g1}	[-]	korekční činitel zohledňující vliv ročních změn teploty
f_{g2}	[-]	teplotní redukční činitel zohledňující rozdíl mezi roční průměrnou teplotou a výpočtovou venkovní teplotou
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
G_w	[-]	korekční činitel zohledňující vliv spodní vody
h	[°]	výška slunce nad obzorem
h_B	[m]	výška nejvyššího místa otopné soustavy
h_d	[m]	požadovaná dopravní výška čerpadla
H_{iu}	[W·K ⁻¹]	součinitel tepelné ztráty mezi vytápěným a nevytápěným prostorem včetně ztráty větráním
h_{NB}	[m]	výška neutrálního bodu
$H_{T,ie}$	[W·K ⁻¹]	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí pláštěm budovy
$H_{T,ig}$	[W·K ⁻¹]	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do zeminy v ustáleném stavu
$H_{T,iue}$	[W·K ⁻¹]	součinitel tepelné ztráty prostupem z vytápěného prostoru do venkovního prostředí nevytápěným prostorem

H_{ue}	[W·K ⁻¹]	součinitel tepelné ztráty z nevytápěného prostoru do venkovního prostředí včetně ztráty větráním
h_{VE}	[m]	výška vodního sloupce nad expanzní nádobou
$H_{V,i}$	[W·K ⁻¹]	součinitel tepelné ztráty větráním
I_0	[W·m ⁻²]	sluneční konstanta
I_c	[W·m ⁻²]	intenzita přímé a difuzní sluneční radiace dopadající na střechu
I_d	[W·m ⁻²]	intenzita difuzní sluneční radiace dopadající na střechu
I_D	[W·m ⁻²]	intenzita přímé sluneční radiace dopadající na střechu
I_{Dk}	[W·m ⁻²]	intenzita přímé sluneční radiace na plochu kolmou k slunečním paprskům
i_l	[-]	počet osob
k	[m]	drsnot potrubí
l	[m]	délka daného úseku
l	[m]	délka úseku
\dot{m}	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní průtok otopné vody
M	[-]	pořadí měsíce v roce
\dot{m}_0	[kg·h ⁻¹]	referenční průtok
\dot{m}_T	[kg·h ⁻¹]	hmotnostní průtok tělesem
n	[-]	počet svítidel
n	[-]	součinitel zvětšení objemu
n	[-]	teplotní exponent
n	[h ⁻¹]	počet výměn vzduchu
n_{min}	[h ⁻¹]	minimální intenzita výměny venkovního vzduchu
nmv	[m]	nadmořská výška
P	[m]	délka obvodových stěn oddělujících vytápěný prostor od venkovního prostředí
p_b	[Pa]	barometrický tlak
p_{dov}	[kPa]	nejnižší dovolený přetlak soustavy
p_0	[W]	výkon tělesa při jmenovitých podmínkách
p_p	[W]	požadovaný výkon tělesa
\dot{Q}	[W]	návrhový výkon dopravovaný potrubím
\dot{Q}_{1sv}	[W]	výkon jednoho svítidla
\dot{Q}_c	[W]	produkce citelného tepla pro danou činnost při 26 °C
\dot{Q}_{ch}	[W]	chladicí výkon jednotky
\dot{Q}_{chc}	[W]	celkový chladicí výkon jednotky
\dot{Q}_{chv}	[W]	průměrný chladicí výkon větráním
\dot{Q}_e	[W]	tepelné zisky od vnějších zdrojů
\dot{Q}_i	[W]	tepelné zisky od vnitřních zdrojů
\dot{Q}_l	[W]	produkce tepla lidí
\dot{Q}_o	[W]	požadovaný výkon ohřívače
\dot{Q}_p	[kW]	pojistný výkon

\dot{Q}_{sm}	[W]	prostup tepla ze sousedních místností
\dot{Q}_{st}	[W]	prostup tepla stropem
\dot{Q}_{str}	[W]	produkce tepla strojů
\dot{Q}_{stri}	[W]	příkon stroje
\dot{Q}_{sv}	[W]	produkce tepla svítidel
\dot{Q}_{tz}	[W]	celkové tepelné zisky
\dot{Q}_{tzp}	[W]	průměrné tepelné zisky během dne
r	[m]	poloměr osy oblouku
R	[Pa·m ⁻¹]	měrné délkové ztráty
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S_0	[mm ²]	průřez sedla pojistného ventilu
t_e	[°C]	teplota venkovního vzduchu
t_e	[°C]	výpočtová teplota venkovního vzduchu
t_{emax}	[°C]	maximální teplota v příslušném dnu
t_i	[°C]	teplota vnitřního vzduchu
t_i	[°C]	vnitřní výpočtová teplota
t_{in}	[°C]	teplota přívodního vzduchu
t_{in}	[°C]	teplota vzduchu na vstupu do jednotky
t_m	[°C]	střední teplota během dne
t_{out}	[°C]	teplota vzduchu na výstupu z jednotky
t_r	[°C]	rovnocenná sluneční teplota vzduchu
t_{rm}	[°C]	průměrná rovnocenná sluneční teplota vzduchu za 24 hodin
t_{sm}	[°C]	teplota na hale elektrovýroby
$t_{stř}$	[°C]	střední teplota otopných těles
$t_{stř0}$	[°C]	střední teplota otopných těles při jmenovitých podmínkách
$U_{equiv,k}$	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	ekvivalentní součinitel prostupu tepla stavební částí
U_k	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel prostupu tepla stavební částí
\dot{V}	[l·h ⁻¹]	objemový průtok
\dot{V}	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový tok vzduchu
V_0	[l]	objem vody v celé otopné soustavě
\dot{V}_c	[m ³ ·h ⁻¹]	celkové požadované množství vzduchu
V_{et}	[l]	objem tlakové expanzní nádoby
V_i	[m ³]	objem vytápěné místnosti
V_i	[m ³]	vnitřní objem místnosti
\dot{V}_i	[m ³ ·h ⁻¹]	výměna vzduchu ve vytápěném prostoru
\dot{V}_{iu}	[m ³ ·h ⁻¹]	výměna vzduchu mezi vytápěným a nevytápěným prostorem
\dot{V}_l	[m ³ ·h ⁻¹]	požadované množství vzduchu na osobu
\dot{V}_v	[m ³ ·h ⁻¹]	průtok vzduchu jednotkou
w	[m·s ⁻¹]	rychlost proudění vody v potrubí
w	[m·s ⁻¹]	rychlost proudění vzduchu
w_{max}	[m·s ⁻¹]	maximální dovolená rychlost proudění vody v potrubí

w_{opt}	[m·s ⁻¹]	optimální rychlost proudícího vzduchu
z	[-]	součinitel znečištění atmosféry
Z_{CT}	[Pa]	celková ztráta přes každé těleso v daném okruhu
Z_{CT6}	[Pa]	celková tlaková ztráta přes těleso při nastaveném stupni 6
Z_{CT6max}	[Pa]	celková ztráta přes těleso s nejvyšší tlakovou ztrátou
Z_D	[Pa]	délková ztráta daného úseku
Z_M	[Pa]	místní ztráta daného úseku
Z_{TK}	[Pa]	tlaková ztráta mezi tělesem a kotlem
Z_U	[Pa]	celková ztráta daného úseku
α_e	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla na vnější straně
α_w	[-]	výtokový součinitel
δ	[°]	sluneční deklinace
Δp_0	[Pa]	referenční tlaková ztráta
Δp_d	[Pa]	ztráta dynamického tlaku koncového prvku
Δp_p	[Pa]	ztráty statického tlaku jednotlivých prvků
Δp_T	[Pa]	tlaková ztráta otopného tělesa s ventilem
Δp_{T6}	[Pa]	tlaková ztráta tělesa s ventilem při nastaveném stupni 6
Δp_v	[Pa]	tlakové ztráty vzduchovodu
Δt	[K]	teplotní spád otopné soustavy
ΔU_{tb}	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	korekční součinitel pro tepelné mosty
ε	[-]	součinitel poměrné tepelné pohltivosti pro sluneční radiaci
ε	[m]	ekvivalentní drsnost stěn potrubí
η	[-]	stupeň využití expanzní nádoby
θ_e	[°C]	výpočtová venkovní teplota
$\theta_{int,i}$	[°C]	výpočtová vnitřní teplota vytápěného prostoru
$\theta_{m,e}$	[°C]	roční průměrná venkovní teplota
λ	[-]	součinitel tření
λ	[-]	součinitel tření v potrubí
λ	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	tepelná vodivost dané vrstvy
ν	[m ² ·s ⁻¹]	kinematická viskozita vody
ν	[m ² ·s ⁻¹]	kinematická viskozita vzduchu
ξ_D	[-]	součinitel délkové tlakové ztráty
ξ_M	[-]	součinitel místní tlakové ztráty
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota vody
ρ_v	[kg·m ⁻³]	hustota vzduchu
$\sum R$	[m ² ·K·W ⁻¹]	součet tepelných odporů stavebních materiálu a tepelných odporů při přestupu na vnitřní a vnější straně
$\sum \xi_k$	[-]	součet jednotlivých součinitelů místního odporu v kolenech
$\sum \xi_m$	[-]	součet jednotlivých součinitelů místního odporu
$\sum \xi_o$	[-]	součet ostatních součinitelů místního odporu
$\sum \xi_t$	[-]	součet jednotlivých součinitelů místního odporu v T-kusech
τ	[h]	sluneční čas

Φ_i	[W]	návrhová tepelná ztráta vytápěného prostoru
ψ	[°]	zeměpisná šířka

čp.	číslo popisné
DN	Diameter Nominal – jmenovitý průměr
HDO	hromadné dálkové ovládání
HVAC	heating, ventilation, air conditioning
LPG	Liquefied Petroleum Gas – zkapalněný ropný plyn
MS	Microsoft
např.	například
obr.	obrázek
Sb.	sbírky
SEČ	středoevropský čas
SELČ	středoevropský letní čas
SMD	Surface Mount Device – povrchové osazování elektroniky
spol. s r.o.	společnost s ručením omezeným
tab.	tabulka
TRV	termostatický radiátorový ventil
VK	ventil kompaktní

SEZNAM PŘÍLOH

Seznam použitých otopných těles.....	I
Hlavní budova ELMET – Vytápění 1. NP.....	2/1
Hlavní budova ELMET – Vytápění 2. NP.....	2/2
Hlavní budova ELMET – Rozvinuté schéma vytápění.....	2/3
Linka SMD – Půdorys vzduchotechniky	3/1
Hala kovovýroby – Půdorys větrání.....	4/1

SEZNAM POUŽITÝCH OTOPNÝCH TĚLES

Příloha I Seznam těles použitých při rekonstrukci otopné soustavy

číslo tělesa	typ tělesa	délka tělesa [m]	výkon tělesa [W]	číslo tělesa	typ tělesa	délka tělesa [m]	výkon tělesa [W]	číslo tělesa	typ tělesa	délka tělesa [m]	výkon tělesa [W]
101/1	22 VK	1,2	1019	126/3	21 VK	1,4	913	227/4	22 VK	1,4	1188
101/2	22 VK	1,2	1019	127/1	21 VK	1,4	913	228/1	21 VK	1,2	783
102/1	21 VK	1,1	718	127/2	21 VK	1,4	913	228/2	21 VK	1,2	783
102/2	21 VK	1,1	718	127/3	21 VK	1,4	913	228/3	21 VK	1,2	783
103/1	21 VK	1	801	128/1	21 VK	1,4	913	228/4	21 VK	1,2	783
104/1	21 VK	0,8	522	129/1	21 VK	1,4	913	229/1	21 VK	1,4	913
104/2	21 VK	0,8	522	129/2	21 VK	1,4	913	229/2	21 VK	1,4	913
104/3	21 VK	0,9	587	129/3	21 VK	1,4	913	229/3	21 VK	1,4	913
105/1	21 VK	1,1	718	129/4	21 VK	1,4	913	229/4	21 VK	1,4	913
106/1	22 VK	1,1	934	129/5	21 VK	1,4	913	229/5	21 VK	1,4	913
107/1	21 VK	0,9	587	201/1	22 VK	1,6	1358	229/6	21 VK	1,4	913
107/2	21 VK	0,9	587	201/2	22 VK	1,6	1358	230/1	22 VK	1,2	1019
107/3	21 VK	0,9	587	202/1	21 VK	1,4	913	230/2	22 VK	1,2	1019
107/4	21 VK	1	652	202/2	21 VK	1,4	913	230/3	22 VK	1,2	1019
109/1	21 VK	0,8	522	203/1	21 VK	1	801	231/1	21 VK	1,4	913
109/2	21 VK	0,8	522	203/2	21 VK	1	801	232/1	21 VK	1	801
109/3	21 VK	0,8	522	204/1	21 VK	1	652	233/1	21 VK	1,4	913
109/4	21 VK	1,4	913	205/1	21 VK	1,1	718	234/1	21 VK	1,4	913
109/5	21 VK	1,4	913	206/1	22 VK	1,4	1188	234/2	21 VK	1,4	913
110/1	21 VK	1,4	913	207/1	22 VK	1,1	934	234/3	21 VK	1,4	913
110/2	21 VK	1,4	913	207/2	22 VK	1,1	934	234/4	21 VK	1,4	913
111/1	21 VK	1	652	208/1	22 VK	1,4	1188	234/5	21 VK	1,4	913
112/1	21 VK	1,1	718	208/2	22 VK	1,2	1019	234/6	21 VK	1,4	913
112/2	21 VK	1,1	718	208/3	22 VK	1,2	1019	234/7	21 VK	1,4	913
112/3	21 VK	1,1	718	209/1	21 VK	1,1	718	234/8	21 VK	1,4	913
112/4	21 VK	1,1	718	210/1	22 VK	1,1	934	234/9	21 VK	1,4	913
113/1	21 VK	0,7	561	211/1	21 VK	1,4	913	234/10	21 VK	1,4	913
114/1	22 VK	1,2	1019	211/2	21 VK	1,4	913	234/11	21 VK	1,4	913
115/1	21 VK	1,2	783	212/1	21 VK	1,4	913	234/12	21 VK	1,4	913
115/2	21 VK	1,2	783	213/1	21 VK	1,4	913	235/1	22 VK	1,2	1019
115/3	21 VK	1,2	783	213/2	21 VK	1,4	913	235/2	22 VK	1,2	1019
115/4	21 VK	1,2	783	213/3	21 VK	1,4	913	235/3	22 VK	1,2	1019
115/5	21 VK	1,2	783	214/1	21 VK	1	652	236/1	21 VK	1,4	913
115/6	21 VK	1,2	783	214/2	21 VK	1	652	236/2	21 VK	1,4	913
115/7	21 VK	1,2	783	215/1	21 VK	1,1	718	236/3	21 VK	1,4	913
116/1	22 VK	1,4	1188	215/2	21 VK	1,1	718	237/1	22 VK	1,4	1188

číslo tělesa	typ tělesa	délka tělesa [m]	výkon tělesa [W]	číslo tělesa	typ tělesa	délka tělesa [m]	výkon tělesa [W]	číslo tělesa	typ tělesa	délka tělesa [m]	výkon tělesa [W]
116/2	22 VK	1,4	1188	215/3	21 VK	1,1	718	237/2	21 VK	1,4	913
118/1	21 VK	1,1	718	216/1	21 VK	1,2	783	237/3	21 VK	1,4	913
118/2	21 VK	1,1	718	216/2	21 VK	1,2	783	238/1	21 VK	1,4	913
119/1	21 VK	1,1	881	217/1	21 VK	0,8	522	239/1	22 VK	1,2	1019
120/1	21 VK	1,4	913	218/1	21 VK	0,9	587	240/1	22 VK	1,2	1019
120/2	21 VK	1,4	913	220/1	21 VK	0,8	641	240/2	22 VK	1,2	1019
120/3	21 VK	1,4	913	220/2	21 VK	0,8	641	241/1	21 VK	1,4	913
120/4	21 VK	1,4	913	221/1	21 VK	1,2	783	241/2	21 VK	1,4	913
120/5	21 VK	1,4	913	221/2	21 VK	1,2	783	242/1	21 VK	1,4	913
120/6	21 VK	1,4	913	221/3	21 VK	1,2	783	242/2	21 VK	1,4	913
120/7	21 VK	1,4	913	221/4	21 VK	1,2	783	242/3	21 VK	1,4	913
120/8	21 VK	1,4	913	221/5	21 VK	1,2	783	242/4	21 VK	1,4	913
120/9	21 VK	1,4	913	223/1	21 VK	0,8	522	243/1	22 VK	1,4	1188
121/1	21 VK	1	652	223/2	21 VK	0,8	522	244/1	21 VK	1,1	718
121/2	21 VK	1	652	224/1	21 VK	0,9	587	244/2	21 VK	1,1	718
121/3	21 VK	1	652	224/2	21 VK	0,9	587	244/3	21 VK	1,1	718
122/1	21 VK	1,4	913	226/1	22 VK	1,4	1188	244/4	21 VK	1,1	718
125/1	21 VK	1	652	227/1	22 VK	1,4	1188	244/5	21 VK	1,1	718
126/1	21 VK	1,4	913	227/2	22 VK	1,4	1188	244/6	21 VK	1,1	718
126/2	21 VK	1,4	913	227/3	22 VK	1,4	1188				